



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER* (HMERSA)
DUAL INPUT-SINGLE OUTPUT TERHADAP ENERGI
BANGKITAN DAN RESPON DINAMIS *HALF-CAR*
MEMANJANG KENDARAAN**

DIDIN MERLINNOVI
NRP. 2112100051

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELING AND ANALYSING THE EFFECT OF
HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC REGENERATIVE
SHOCK ABSORBER (HMERSA) DUAL INPUT-
SINGLE OUTPUT APPLICATION TOWARDS THE
ELECTRICITY POWER GENERATED AND THE
DYNAMIC RESPONSE OF THE HORIZONTALLY
HALF-CAR**

DIDIN MERLINNOVI
NRP. 2112100051

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC*
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER (HMERSA) *DUAL*
INPUT-SINGLE OUTPUT TERHADAP ENERGI
BANGKITAN DAN RESPON DINAMIS *HALF-CAR*
MEMANJANG KENDARAAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

DIDIN MERLINNOVI

NRP. 2112 100 051

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana G., ST., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

JANUARI, 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PENGUNAAN *HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC
REGENERATIVE SHOCK ABSORBER (HMERSA) DUAL
INPUT-SINGLE OUTPUT* TERHADAP ENERGI
BANGKITAN DAN RESPON DINAMIS *HALF-CAR*
MEMANJANG KENDARAAN**

Nama Mahasiswa : Didin Merlinnovi
NRP : 2112100051
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
**Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.**

Abstrak

Menurut the official U.S. government source for fuel economy information, hanya sekitar 14%-30% energi yang digunakan untuk menggerakkan kendaraan dan sisanya terbuang begitu saja. Selebihnya, 30-37% energi hilang dalam bentuk heat loss oleh gas buangan dan konveksi, 25-33% energy hilang dalam bentuk disipasi panas dalam proses pendinginan dan 33-40% energi hilang dalam bentuk mechanical losses. Rendahnya efisiensi dari pemanfaatan energi hasil pembakaran pada kendaraan mendorong dilakukannya penelitian yang berfokus pada energy harvesting. Untuk memanfaatkan kembali energi getaran yang hilang pada sistem suspensi, berbagai penelitian telah dilakukan dalam mengembangkan shock absorber menjadi Regenerative Shock Absorber (RSA), salah satunya adalah RSA jenis Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) pada suspensi belakang kendaraan.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan parameter pada penggunaan Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) dual input-single output yang diaplikasikan dan disimulasikan pada

sistem suspensi depan dan belakang kendaraan, dimana sistem suspensi belakang menahan beban lebih besar dibandingkan suspensi depan sehingga kebutuhan akan gaya redam lebih tinggi. Parameter yang dirubah adalah posisi penempatan motor hidrolik dan generator serta panjang pipa yang digunakan. Simulasi kendaraan dimodelkan dengan sistem half-car memanjang kendaraan. Input yang digunakan dalam penelitian ini adalah input sinusoidal dan bump modified. Pengaruh keterlambatan dari salah satu HMERSA akan dianalisis dengan menvariasikan beda fase dari input sinusoidal yang diberikan. Variasi beda fase yang digunakan adalah beda fase 0° dan beda fase 90° .

Dari penelitian ini diperoleh gaya redam dan energi bangkitan terbesar terjadi ketika kedua silinder hidrolik bergetar dengan beda fase 0° . Saat kedua silinder bergerak dengan beda fase 90° daya yang dihasilkan lebih kecil namun stabil dan kontinu. Pada model half-car memanjang kendaraan dengan eksitasi sinusoidal yang sama pada ban depan dan belakang, daya bangkitan meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, daya bangkitan tertinggi sebesar 165 W terjadi pada kecepatan 80 km/h. Percepatan rms tertinggi penumpang adalah $2,7004 \text{ m/s}^2$ pada kecepatan 20 km/h dengan eksitasi sinusoidal pada beda fase 90° , yang selebihnya pada kecepatan diatas 20 km/h mengalami penurunan percepatan rms. Untuk simulasi kendaraan saat belok, diperoleh daya bangkitan maksimum sebesar 19 W dengan kecepatan 5 m/s dan radius belok 7 m.

Kata kunci: sistem suspensi, Regenerative Shock Absorber (RSA), karakteristik dinamis half-car memanjang kendaraan, gaya redam, daya listrik bangkitan.

MODELING AND ANALYSING THE EFFECT OF HYDRO-MAGNETO-ELECTRIC REGENERATIVE SHOCK ABSORBER (HMERSA) DUAL INPUT-SINGLE OUTPUT APPLICATION TOWARDS THE ELECTRICITY POWER GENERATED AND THE DYNAMIC RESPONSE OF THE HORIZONTALLY HALF-CAR

Name : Didin Merlinnovi
NRP : 2112100051
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng

Abstract

According to the official the U.S. government source for fuel economy information, only around 14 -30% energy that is used to drive vehicles and the rest of them are wasted. The rest of 30-37% energy is missing because of the heat loss by gas emissions and convection, 25-33% energy missing in the form of heat dissipation in the cooling process, and 33-40% energy missing in the form of mechanical losses. The low efficiency of the energy consumption from the results of burning in a vehicle encourages a research that focuses on harvesting energy. To reuse the lost vibration energy on a suspension system, experiments are done in developing shock absorber to be regenerative shock absorber (RSA), one of them is the RSA of hydro-magneto-electric regenerative shock absorber (HMERSA) in the rear suspension of a vehicle.

In this research, a model and analysis are carried out on the influence of a change in parameter on the use of hydro-magneto-electric regenerative shock absorber (HMERSA) dual input-single output that applied and simulated on a front and rear suspension system of a vehicle, where rear suspension system hold a load greater than the front suspension so that the damping force needed is higher. The varying parameters are the motor hydraulic and the

generator position, and the length of pipes used. Vehicle simulation modeled on the horizontally half-car system. Input that used in this research is sinusoidal input and bump modified. The influence of delay of one of HMERSA will be analyzed by varying phase difference of sinusoidal input that given. Variation of phase difference that are used are the 0° phase difference and 90° phase difference.

From this research it is obtained that the highest damping force and the highest energy generated are when the two cylindrical hydraulic vibrate with 0° phase difference. When the two of cylindrical hydraulic vibrate at the 90° phase difference, the generated power is smaller but stable and continuous. On the horizontally half-car model with the same sinusoidal excitation on the rear and front tire, the generated power increases in the increment of the vehicle speed. The highest power generated is 165 Watt happened at vehicle speed 80 km/h. The highest passenger rms acceleration is $2,7004 \text{ m/s}^2$ at the vehicle speed 20 km/h with sinusoidal excitation in 90° phase difference, the rest at the vehicle speed above 20 km/h, passenger rms acceleration is decreased. For the vehicle on turning junction simulations, it is obtained the maximum power generated is 19 Watt with vehicle speed 5 m/s and turn radius 7 m.

Keywords: suspension system, Regenerative Shock Absorber (RSA), dynamics characteristic of horizontally half-car, damping force, generated power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tersayang, khususnya kedua orangtua, Bapak Eddy Dwijo Santoso dan Ibu Sutinah, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Adik kandung penulis, Vio Dwi Ramadhana yang selalu memberikan dorongan moril dan terus memberikan semangat sampai penulis bisa menyelesaikan studinya.
3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT., Moch. Solichin, ST., MT., dan Aida Annisa A.D., ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
6. Afif Alfalah yang telah banyak memberikan motivasi, semangat, doa, perhatian, bantuan, dan dukungan bagi penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Sahabat terbaik penulis, Maria Ulfa Damayanti dan Sherly Octavia Saraswati yang telah banyak membantu, menemani, menghibur dan memberikan semangat penulis dari awal masuk kampus sampai menyelesaikan studinya.

8. Teman Riset H.L.G, Betari, Ayu, Bella, Fauzi, Wando, Fadli, Pindi yang senantiasa memberi semangat, menemani, membimbing dan memberikan ilmu baru dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
9. Teman-teman Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis yang senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat serta memberikan dukungan kepada penulis.
10. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita indah bagi penulis selama masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS ini.
11. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 <i>Regenerative Shock Absorber</i>	5
2.2 <i>Regenerative Shock Absorber Dual Input-Single Output</i>	10
2.3 Teori <i>Base Excitation</i>	13
2.3.1 <i>Force Transmissibility</i>	14
2.3.2 <i>Displacement Transmissibility</i>	15
2.4 Teori Sistem Hidrolik	16
2.4.1 Persamaan Bernoulli	16
2.4.2 Konservasi Massa Pada Mekanika Fluida	17
2.4.3 <i>Head Loss</i>	18
2.4.4 Persamaan Energi Akibat <i>Head Loss</i>	19
2.4.5 <i>T-Junction</i>	20
2.4.6 Motor Hidrolik	22
2.5 Generator	23
2.6 Pengaruh Kecepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara.....	25

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian	27
3.1.1 Tahap Studi Literatur	26
3.2 Pemodelan dan Simulasi Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Suspensi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan	29
3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Suspensi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan	29
3.2.2 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Suspensi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan	33
3.2.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Suspensi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan	34
3.3 Pemodelan dan Simulasi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	33
3.3.1 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan Sistem <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya.....	36
3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya.....	38
3.3.3 Analisis Grafik Sistem <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	41

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Suspensi <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan	43
---	----

4.2	Perhitungan Gaya Redam pada Sistem Hidrolik HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i>	43
4.2.1	Perhitungan Tekanan pada Piston Silinder	45
4.2.2	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Headloss</i> pada <i>Inlet Outlet</i> Silinder Hidrolik	46
4.2.3	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Headloss</i> pada <i>Check Valve</i>	46
4.2.4	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Headloss</i> pada <i>Combining T-Junction</i>	47
4.2.5	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Headloss</i> pada Motor Hidrolik dan Generator	47
4.2.6	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Headloss</i> pada <i>Dividing T-Junction</i>	48
4.2.7	Perhitungan Tekanan Akibat <i>Major Headloss</i> pada Sistem Perpipaan.....	49
4.2.8	Perhitungan Gaya Redam Total	49
4.3	Daya Bangkitan pada Generator	50
4.4	Pemodelan <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	51
4.5	Diagram Blok	55
4.5.1	Input yang Digunakan	56
4.5.2	Diagram Blok Sistem Suspensi HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i>	60
4.5.3	Diagram Blok Sistem <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya ..	61

BAB V ANALISIS HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1	Respon Dinamis Sistem HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> dengan Variasi Beda Fase.....	64
5.2	Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya.....	67

5.2.1	Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	67
5.2.2	Respon Dinamis Penumpang pada <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya.....	70
5.3	Pengaruh Kecepatan Kendaraan terhadap Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	72
5.3.1	Pengaruh Kecepatan Kendaraan terhadap Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya	72
5.3.2	Pengaruh Kecepatan Kendaraan terhadap Respon Dinamis Penumpang pada <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya ..	78
5.4	Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya pada Saat Belok	86
5.4.1	Respon Dinamis <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya pada Saat Belok	86
5.4.2	Respon Dinamis Penumpang pada <i>Half-Car</i> Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA <i>Dual Input-Single Output</i> pada Sistem Suspensinya pada Saat Belok.....	89

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1	Kesimpulan	91
6.2	Saran	92

DAFTAR PUSTAKA.....	93
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema <i>hydraulic pumping regenerative suspension</i>	6
Gambar 2.2	Instalasi <i>regenerative shock absorber</i> pada mobil listrik	6
Gambar 2.3	Mekanisme transmisi pada <i>regenerative shock absorber</i> mobil listrik.....	7
Gambar 2.4	Grafik simulasi <i>regeneratif shock absorber</i> pada mobil listrik dengan variasi frekuensi pada amplitudo berbeda	8
Gambar 2.5	Skema HMERSA setelah pengembangan.....	9
Gambar 2.6	Diagram batang energi bangkitan HMERSA	10
Gambar 2.7	Posisi pemasangan HMERSA pada bagian belakang kendaraan	11
Gambar 2.8	Skema sistem HMERSA dengan <i>dual input-single output</i>	11
Gambar 2.9	Ilustrasi posisi piston silinder pada sistem suspensi.	12
Gambar 2.10	Desain Konstruksi HMERSA.....	12
Gambar 2.11	Rangkaian hidrolik sistem HMERSA melalui <i>software FluidSim</i>	13
Gambar 2.12	Base excitation	14
Gambar 2.13	Grafik <i>Force Transmissibility vs Frequency Ratio</i>	14
Gambar 2.14	Grafik <i>displacement transmissibility</i>	15
Gambar 2.15	Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa.....	16
Gambar 2.16	Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume	17
Gambar 2.17	<i>Loss coefficient</i> untuk aliran melalui perubahan <i>sudden area</i>	19
Gambar 2.18	<i>Coefficient of Losses</i> untuk kasus <i>combining flow</i> pada <i>T-junction</i>	21
Gambar 2.19	<i>Coefficient of losses</i> pada <i>dividing flow</i>	21
Gambar 2.20	Motor hidrolik geroler	22

Gambar 2.21	Konstruksi motor hidrolik geroler.....	22
Gambar 2.22	Skema RL <i>Circuit</i> untuk Generator	24
Gambar 2.23	Grafik percepatan RMS (<i>Root Mean Square</i>) berdasarkan ISO 2631	26
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	28
Gambar 3.2	Pemodelan Fisik Sistem HMERSA dengan <i>dual input single output</i> pada suspensi <i>half-car</i> memanjang kendaraan.....	30
Gambar 3.3	Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak keatas (kompresi)	30
Gambar 3.4	Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi)	31
Gambar 3.5	Aliran fluida saat piston silinder 1 bergerak kebawah (ekspansi) dan piston silinder 2 bergerak keatas (kompresi)	32
Gambar 3.6	Pemodelan dinamis sistem HMERSA <i>dual input-single ouput</i> pada suspensi <i>half-car</i> memanjang kendaraan	33
Gambar 3.7	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem HMERSA <i>dual input-single output</i> pada suspensi <i>half-car</i> memanjang kendaraan	35
Gambar 3.8	Ilustrasi posisi silinder pada masing – masing beda fase (Φ).....	36
Gambar 3.9	Pemodelan dinamis <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i> pada sistem suspensinya	37
Gambar 3.10	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i> pada sistem suspensinya	40
Gambar 4.1	Skema Sistem HMERSA <i>dual input-single output</i> pada suspensi <i>half-car</i> memanjang kendaraan.....	43
Gambar 4.2	Mekanisme Silinder Hidrolik Sistem HMERSA	44

Gambar 4.3	<i>Free Body Diagram</i> mobil multiguna pedesaan GEA dengan penambahan penumpang	52
Gambar 4.4	Pemodelan dinamis <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i> pada sistem suspensinya	53
Gambar 4.5	<i>Free Body Diagram</i> dari Pemodelan dinamis <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan HMERSA <i>dual input-single output</i> pada sistem suspensinya.....	54
Gambar 4.6	Profil jalan dengan input <i>sinusoidal</i>	56
Gambar 4.7	Ilustrasi gaya yang dialami kendaraan saat berbelok	57
Gambar 4.8	SAE <i>vehicle axis system</i>	57
Gambar 4.9	Analisis gaya yang terjadi pada ban kendaraan saat belok.....	58
Gambar 4.10	Diagram blok sistem HMERSA <i>dual input-single output</i>	61
Gambar 4.11	Diagram blok untuk sistem <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan input sinusoidal	62
Gambar 4.12	Diagram blok untuk sistem <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan input <i>bump</i>	62
Gambar 5.1	Respon gaya redam suspensi depan terhadap <i>displacement</i>	64
Gambar 5.2	Respon gaya redam suspensi depan terhadap <i>velocity</i>	64
Gambar 5.3	Grafik Respon Tegangan, arus, dan daya yang dihasilkan	66
Gambar 5.4	Grafik Respon Perpindahan dan perpindahan sudut terhadap waktu pada <i>body</i> kendaraan.....	67
Gambar 5.5	Grafik Respon Percepatan dan percepatan sudut terhadap waktu pada <i>body</i> kendaraan.....	68
Gambar 5.6	Grafik Respon Tegangan, arus, dan daya yang dihasilkan	69
Gambar 5.7	Grafik Respon Perpindahan dan percepatan pada penumpang terhadap fungsi waktu.....	71

Gambar 5.8	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan daya bangkitan yang dihasilkan	73
Gambar 5.9	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan gaya redam yang dihasilkan pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 0° ...	75
Gambar 5.10	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan gaya redam yang dihasilkan pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 90° .	76
Gambar 5.11	Efisiensi Daya bangkitan HMERSA <i>dual input-single output</i> terhadap kecepatan kendaraan	78
Gambar 5.12	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan <i>displacement</i> penumpang pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 0° ...	80
Gambar 5.13	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan <i>displacement</i> penumpang pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 90° .	81
Gambar 5.14	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 0° ...	82
Gambar 5.15	Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional pada beda fase 90° .	83
Gambar 5.16	Ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang berdasarkan ISO-2631 pada beda fase 0°	84
Gambar 5.17	Ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang berdasarkan ISO-2631 pada beda fase 90°	84
Gambar 5.18	Respon perpindahan dan perpindahan sudut pada <i>body</i> kendaraan saat belok.....	86
Gambar 5.19	Respon percepatan dan percepatan sudut pada <i>body</i> kendaraan saat belok	87
Gambar 5.20	Grafik Respon Tegangan, Arus, dan Daya bangkitan yang dihasilkan pada saat belok	88

Gambar 5.21 Grafik Respon Perpindahan dan Percepatan pada penumpang terhadap fungsi waktu pada saat belok	89
---	----

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Daya Bangkitan yang Dihasilkan RSA pada Mobil Listrik	8
Tabel 2.2	Perhitungan energi bangkitan HMRSA.....	9
Tabel 2.3	Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan sistem HMERSA	11
Tabel 2.4	Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara	25
Tabel 3.1	Parameter untuk sistem HMERSA.....	34
Tabel 3.2	Parameter untuk sistem <i>half-car</i> memanjang kendaraan	39
Tabel 4.1	Variasi pada kasus kendaraan berbelok.....	60
Tabel 4.2	Gaya yang diterima roda depan dan belakang sebelah kiri kendaraan	60
Tabel 5.1	Nilai Gaya redam pada masing – masing beda fase ..	65
Tabel 5.2	Nilai rms tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan.	66
Tabel 5.3	Nilai rms tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan pada model <i>half-car</i> memanjang kendaraan dengan pemasangan HMERSA <i>dual input-single output</i>	70
Tabel 5.4	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan daya bangkitan dan gaya redam yang dihasilkan.....	72
Tabel 5.5	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan gaya redam (Fd) pada <i>shock absorber</i> HMERSA	74
Tabel 5.6	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan gaya redam (Fd) pada <i>shock absorber</i> konvensional.....	74
Tabel 5.7	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan efisiensi daya yang dihasilkan	77
Tabel 5.8	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan <i>displacement</i> penumpang pada kendaraan dengan <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional.....	79
Tabel 5.9	Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada kendaraan dengan <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional.....	82

Tabel 5.10 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan ketahanan penumpang pada kendaraan dengan <i>shock absorber</i> HMERSA dan konvensional berdasarkan ISO-2631	85
--	----

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sudah banyak dilakukan penelitian dalam berbagai aspek kehidupan akan kebutuhan sumber energi di masa depan. Penelitian ini dilakukan untuk mencari sumber energi alternatif yang dapat dihasilkan dalam memenuhi kebutuhan energi di masa yang akan datang. Salah satunya dalam bidang otomotif. Menurut *the official U.S. government source for fuel economy information*^[1], hanya sekitar 14%-30% energi yang digunakan untuk menggerakkan kendaraan dan sisanya terbuang begitu saja. Selebihnya, 30-37% energi hilang dalam bentuk *heat loss* oleh gas buangan dan konveksi, 25-33% hilang dalam bentuk disipasi panas dalam proses pendinginan dan 33-40% energi hilang dalam bentuk *mechanical losses*. Hal ini mendorong dikembangkannya RSA (*Regenerative Shock Absorber*) yang mampu memulihkan energi getaran yang terbuang pada sistem suspensi kendaraan menjadi energi listrik yang bermanfaat.

Salah satu hasil penelitian adalah dari Zack Anderson, yang telah mengembangkan *shock absorber* menjadi *regenerative shock absorber*^[2]. Energi yang terbuang pada *shock absorber* dapat dimanfaatkan dengan mengubahnya menjadi energi listrik. Dalam penelitiannya, RSA diuji pada truk dan dapat menghasilkan sekitar 1 kW pada jalan yang standar. Dalam studi Hsu^[3], kemampuan pemulihan energi pada saat berkendara di jalan tol dengan kecepatan 16 m/s untuk setiap roda sebesar 100 W yang sama dengan 5% dari total daya pada kendaraan.

Beberapa penelitian juga telah memodelkan dan menganalisa jenis RSA (*Regenerative Shock Absorber*). Salah satunya adalah dari Firhan H., dengan rancangan *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) *dual input-single output* yang dipasang pada suspensi *half-car* belakang kendaraan, dimana aliran fluida dari dua input HMERSA akan digabungkan untuk menggerakkan satu motor hidrolik yang

terkopel dengan generator^[4]. Energi bangkitan yang dihasilkan HMERSA yang telah ditambahkan pada sistem setengah kendaraan mencapai 180 Watt pada kecepatan 80 km/jam. Untuk penelitian kali ini, akan dirancang *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) dual input-single output* dengan perubahan parameter yaitu pada posisi peletakan motor hidrolik dan generator sehingga mengakibatkan perbedaan panjang pipa yang akan digunakan. Sistem HMERSA *dual input-single output* selanjutnya akan dipasang pada suspensi depan dan belakang kendaraan, dimana sistem suspensi belakang menahan beban lebih besar dibandingkan suspensi depan sehingga kebutuhan akan gaya redam lebih tinggi. Dari hasil analisis dan simulasi akan didapatkan respon dinamis pada sistem tersebut baik sebelum atau setelah dipasang pada kendaraan yang nantinya dapat dijadikan pertimbangan untuk melakukan pengembangan pada HMERSA *dual input-single output* ini.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan ?
2. Bagaimana karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan ?
3. Bagaimana respon dinamis kendaraan dan penumpang dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan ?
4. Bagaimana respon energi bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan

parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan setelah dipasang pada kendaraan ?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
2. Mengetahui karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
3. Mengetahui respon dinamis kendaraan dan penumpang dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
4. Mengetahui respon energi bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan setelah dipasang pada kendaraan.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang menjadi batasan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk simulasi, menggunakan model setengah kendaraan (*half-car*) memanjang dan kendaraan yang digunakan adalah mobil multiguna pedesaan (GEA) model *pick-up*.
2. Pemodelan sistem *half-car* memanjang kendaraan dibatasi 5 DOF.
3. Fluida yang digunakan pada sistem hidrolis diasumsikan *incompressible fluid*.
4. Panjang pipa dari *outlet cylinder* menuju *T-junction* 1 dan dari *T-junction* 2 menuju *inlet cylinder*, pada kasus kompresi dan ekspansi diasumsikan sama panjang.

5. Koefisien *losses* pada *T-junction* diasumsikan bernilai konstan.
6. Kecepatan kendaraan bernilai konstan.
7. Efek momen inersia motor hidrolik dan generator diabaikan.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

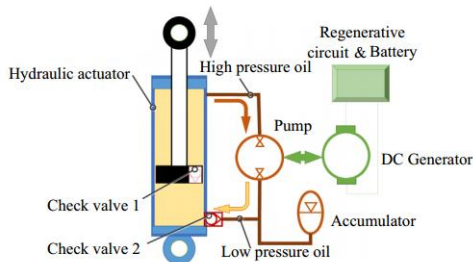
1. Menghasilkan rancangan *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
2. Memberikan data tentang karakteristik gaya redam dan energi listrik bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
3. Memberikan data tentang respon dinamis kendaraan dan penumpang dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan.
4. Memberikan data tentang respon energi bangkitan yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* dengan perubahan parameter pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan setelah dipasang pada kendaraan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Regenerative Shock Absorber*

Untuk mengatasi ketidaknyamanan saat berkendara, maka energi getaran yang muncul saat melewati permukaan jalan yang tidak rata pada umumnya akan diserap oleh *shock absorber* yang kemudian diubah dalam bentuk energi panas dari oli dan akhirnya terdisipasi. Energi yang terdisipasi tersebut, akan banyak bermanfaat apabila dapat didaur ulang dalam intensitas tertentu seperti mengurangi konsumsi bahan bakar pada kendaraan dan meningkatkan efisiensi dari kendaraan itu sendiri.

Telah banyak dilakukan penelitian untuk mendaur ulang energi yang terdisipasi pada sistem suspensi kendaraan. Salah satunya yang dilakukan oleh Yuxin Zhang dkk pada tahun 2014 dengan penelitian tentang *hydraulic pumping regenerative suspension*^[5]. Sistem suspensi ini terdiri dari aktuator hidrolik, pompa hidrolik, DC generator, akumulator, dua buah *check valve*, dan sirkuit regeneratif seperti pada gambar 2.1. Pada saat proses kompresi, *check valve* 1 terbuka dan *check valve* 2 tertutup, sehingga fluida dari *rodless chamber* mengalir ke dalam *rod chamber* melalui *check valve* 1. Karena luas penampang *rod chamber* lebih kecil daripada *rodless chamber* maka fluida bertekanan tinggi akan mengalir ke pompa hidrolik dan kemudian menggerakkannya. Fluida bertekanan rendah yang keluar dari pompa hidrolik akan mengalir ke akumulator. Pada saat proses ekspansi, *check valve* 1 tertutup dan *check valve* 2 terbuka sehingga fluida bertekanan tinggi (pengaruh dorongan piston) pada *rod chamber* akan mengalir menuju pompa hidrolik kemudian menggerakkannya dan fluida bertekanan rendah yang keluar dari pompa hidrolik akan mengalir menuju *rod chamber* melalui *check valve* 2.



Gambar 2.1 Skema *hydraulic pumping regenerative suspension*^[5]

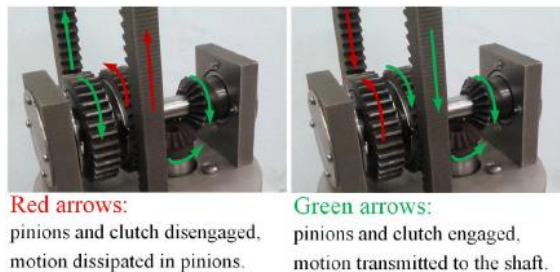
Penelitian terhadap *regenerative shock absorber* (RSA) pada mobil listrik dilakukan oleh Zutao Zhang dkk pada tahun 2016^[6]. Sistem suspensi ini terdiri dari 2 susunan *rack and pinion*, *dual overrunning clutch*, *shaft*, *bevel gear*, *planetary gearbox* dan generator seperti pada gambar 2.2, yang selanjutnya energi listrik bangkitan yang dihasilkan oleh RSA ini ditansmisikan ke *supercapacitors* sebagai *power storage module* pada mobil listrik.



Gambar 2.2 Instalasi *regenerative shock absorber* pada mobil listrik^[6]

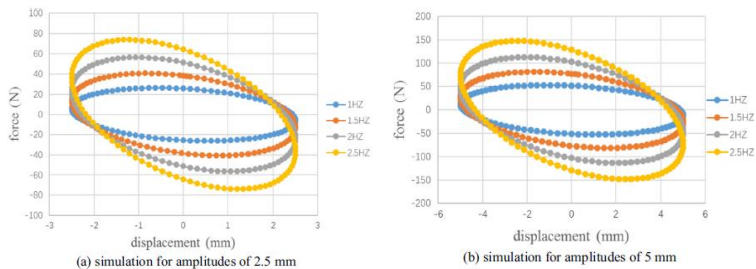
Cara kerja *regenerative shock absorber* pada mobil listrik seperti digambarkan pada gambar 2.3 yaitu dengan memanfaatkan *input vibration* karena pengaruh jalan, sehingga akan mempengaruhi gerak kedua *rack* keatas dan kebawah. Ketika kedua *rack* bergerak keatas maka akan diperoleh gerak dua *pinion* yang berbeda. *Dual-overrunning clutches* digunakan untuk mengikat *pinion* kiri (*pinion* berwarna hijau) untuk

mentransmisikan putarannya pada *bevel gear*. Demikian sebaliknya ketika kedua *rack* bergerak kebawah maka gerak kedua *pinion* akan berbeda juga yang selanjutnya *clutchs* mengikat *pinion* kanan (*pinion* berwarna hijau) untuk mentransmisikan putarannya pada *bevel gear*. Sehingga akan diperoleh gerak *bevel gear* yang searah ketika *rack* bergerak keatas dan kebawah. *Bevel gear* yang sudah tersambung dengan *planetary gearbox* dan *generator* selanjutnya akan mentransmisikan keluaran energi listriknya pada *supercapacitors* mobil listrik untuk disimpan.



Gambar 2.3 Mekanisme transmisi pada *regenerative shock absorber* mobil listrik^[6]

Simulasi dilakukan untuk mengevaluasi kinerja *regeneratif shock absorber* yang sudah dirancang dibawah getaran sinusoidal. Berikut data gaya redam dan daya bangkitan yang dihasilkan dari simulasi *regeneratif shock absorber* dengan variasi frekuensi pada amplitudo yang berbeda ditunjukkan pada gambar 2.4 dan tabel 2.1.



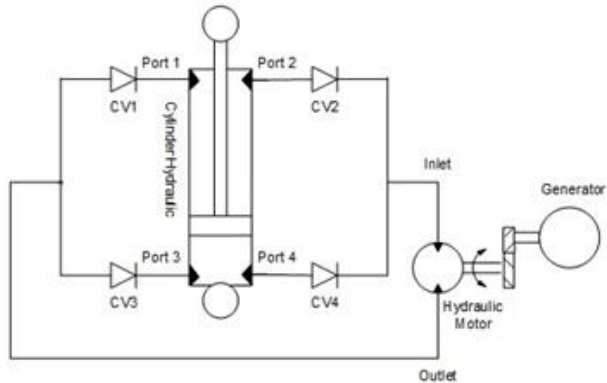
Gambar 2.4 Grafik simulasi *regeneratif shock absorber* pada mobil listrik dengan variasi frekuensi pada amplitudo berbeda^[6]

Tabel 2.1 Daya Bangkitan yang Dihasilkan RSA pada Mobil Listrik^[6]

Amplitudo (mm)	Frekuensi (Hz)	Daya Bangkitan (W)
2,5	1	0,291
	1,5	0,527
	2	0,814
	2,5	1,183
5	1	0,788
	1,5	1,475
	2	2,904
	2,5	4,393

Perancangan HMRSA (*Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber*) dilakukan pada tahun 2015 oleh Chardian Bayu P.^[7]. Perancangan dilakukan dengan perubahan rangkaian hidrolik dan penambahan mekanisme *check valves* agar putaran motor hidrolik menjadi searah sehingga mengurangi *losses* akibat putaran yang tidak searah. Generator yang digunakan pada penelitian ini adalah generator PMG-100. Penggunaan generator ini dimaksudkan agar daya yang dihasilkan HMRSA lebih besar, didasarkan pada spesifikasi dari generator tersebut yang dapat bekerja pada putaran rendah. Adapun komponen lain yang digunakan pada HMRSA ini adalah motor hidrolik. Motor hidrolik yang digunakan adalah tipe BMM 8. Perbandingan roda gigi

adalah 2.65, dengan diameter roda gigi pada motor hidrolis 115.6 mm dan roda gigi pada generator 43.6 mm.



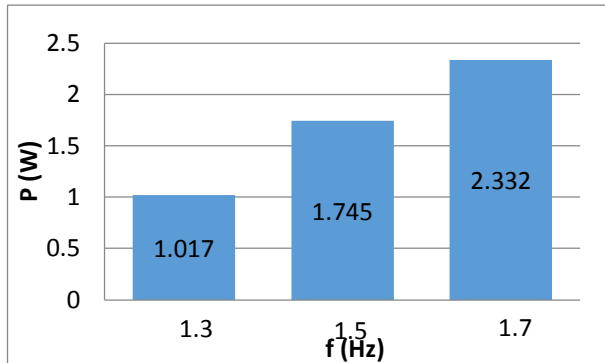
Gambar 2.5 Skema HMRSA setelah pengembangan^[7]

Perhitungan energi bangkitan yang dihasilkan oleh HMRSA dapat dilihat pada tabel 2.2 sebagai berikut.

Tabel 2.2 Perhitungan energi bangkitan HMRSA^[7]

Frekuensi (Hz)	RMS Voltase (Volt)	Arus (Ampere)	Daya Bangkitan (Watt)
1.3	4.623	0.22	1.017
1.5	7.271	0.24	1.745
1.7	7.776	0.30	2.332

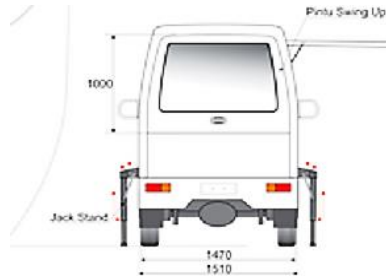
Diagram energi bangkitan yang dihasilkan oleh HMRSA dapat dilihat pada gambar 2.6 sebagai berikut.



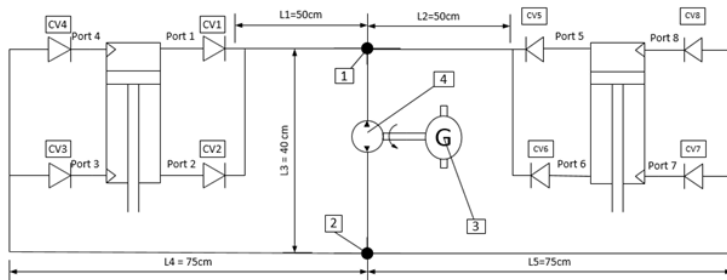
Gambar 2.6 Diagram batang energi bangkitan HMRSA^[7]

2.2 Regenerative Shock Absorber Dual Input-Single Output

Perancangan *Regenerative Shock Absorber* juga dilakukan oleh salah satu mahasiswa Teknik Mesin ITS, Firhan H. pada tahun 2016^[4] dengan pengembangan sistem HMRSA *single input-single output* menjadi *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) *dual input-single output*, dimana aliran fluida dari dua HMERSA akan digabungkan untuk menggerakkan satu motor hidrolik yang terkopel dengan generator. Putaran generator inilah yang nantinya akan menghasilkan energi bangkitan pada sistem suspensi kendaraan. Sistem HMERSA dengan *dual input-single output* tersebut akan diaplikasikan pada bagian belakang kendaraan (HMERSA dipasang pada ban belakang kanan dan kiri kendaraan), dimana kendaraan dimodelkan dengan sistem setengah kendaraan.



Gambar 2.7 Posisi pemasangan HMERSA pada bagian belakang kendaraan^[4]



Keterangan:

1. T-Junction 1
2. T-Junction 2
3. Generator
4. Motor Hidrolik

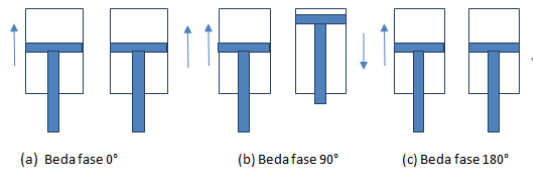
Gambar 2.8 Skema sistem HMERSA dengan *dual input-single output*^[4]

Tabel 2.3 Besar Tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan sistem HMERSA^[4]

Beda Fase	Tegangan (Volt)	Arus (Ampere)	Daya (Watt)
0	34,38 V	1,37 A	58,67 W
90	30,82 V	1,23 A	39,04 W
180	34,21 V	1,36 A	57,27 W

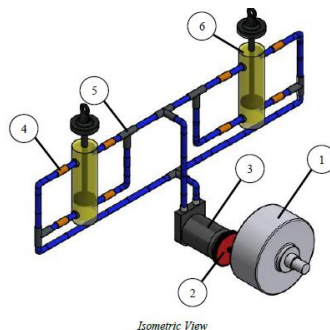
Pada tabel 2.3 dapat dilihat besar energi bangkitan yang dapat dihasilkan oleh sistem HMERSA dengan *dual input-single*

output dengan perbedaan beda fase. Beda fase yang dimaksudkan disini merupakan perbedaan posisi antara kedua piston yang bisa bergerak tidak bersamaan akibat adanya gerak rotasi pada ban (*unsprung*) seperti yang digambarkan pada gambar 2.9 berikut.



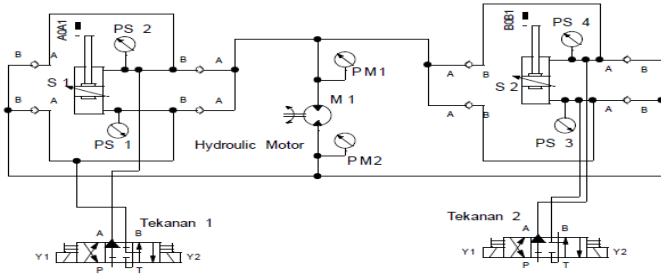
Gambar 2.9 Ilustrasi posisi piston silinder pada sistem suspensi^[4]

Perancangan sistem HMERSA *dual input-single output* juga dilakukan oleh Novian Fajar pada tahun 2016^[8], dimana perancangan akan dimodelkan pada *half-car* belakang kendaraan dan nantinya akan disimulasikan menggunakan *software* FluidSim. Setelah dilakukan analisa melalui perhitungan serta *software*, maka akan dibuat *prototype* sistem HMERSA dan diuji coba melalui eksperimen pada kendaraan.



Keterangan gambar : 1. Generator, 2. Gear, 3. Motor Hidrolik, 4. Check Valve, 5. Tee-Junction, 6. Silinder Hidrolik

Gambar 2.10 Desain Konstruksi HMERSA^[8]



Gambar 2.11 Rangkaian hidrolik sistem HMERSA melalui *software* FluidSim^[8]

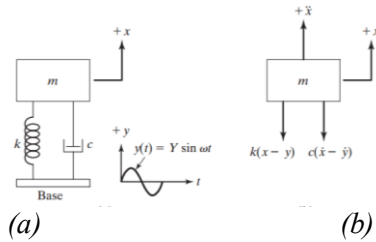
Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan hasil melalui simulasi *software* numerik bahwa semakin besar nilai input frekuensi, semakin besar nilai gaya redam yang dihasilkan, dan panjang selang hidrolik juga mempengaruhi nilai dari gaya redam tersebut. Melalui pengujian secara eksperimen, didapatkan energi listrik yang dihasilkan HMERSA pada saat melintasi jalan kasar (paving) pada kecepatan 30 Km/h adalah 1.32 Watt tanpa dibebani battery, 0.06 Watt ketika dibebani battery. Besarnya energi listrik yang dihasilkan juga bergantung pada profil jalan yang dilalui kendaraan dan juga kecepatan dari kendaraan saat melintasinya.

2.3 Teori Getaran *Base Excitation*

Akibat adanya eksitasi input $y(t)$, memungkinkan suatu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Sehingga perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung *dampers* adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.12(b), didapatkan persamaan gerak:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.1)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_t \sin(\omega t - \phi) \quad (2.2)$$



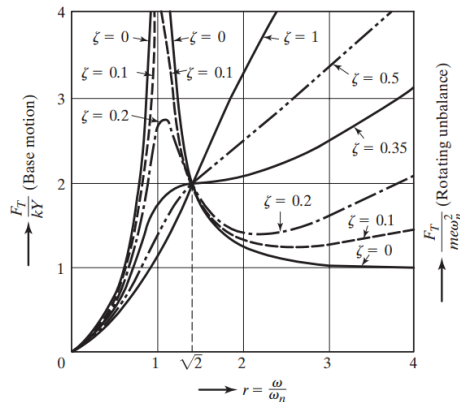
Gambar 2.12. Base excitation (a) Sistem fisik base excitation (b) Free body diagram untuk sistem base excitation^[9]

2.3.1 Force Transmissibility

F_T merupakan nilai amplitudo tertinggi yang diberikan ke *base*, sehingga *ratio force transmissibility*nya sebagai berikut :

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

Grafik *force transmissibility* dapat dilihat pada gambar 2.13 dibawah ini.



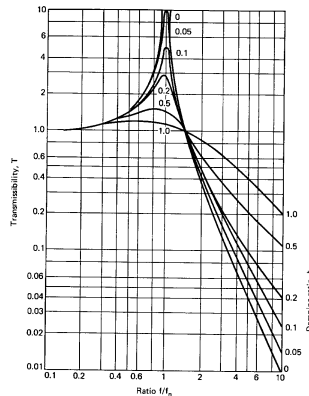
Gambar 2.13 Grafik Force Transmissibility vs Frequency Ratio^[9]

2.3.2 Displacement Transmissibility

Displacement transmissibility merupakan seberapa besar respon perpindahan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. *Displacement transmissibility* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = \frac{X}{Y} = \frac{\text{input displacement}}{\text{output displacement}}$$

$$T = \frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \quad (2.4)$$



Gambar 2.14 Grafik *displacement transmissibility*^[9]

Catatan:

1. Nilai T adalah *unity* saat $r = 0$ dan mendekati *unity* untuk nilai-nilai kecil r
2. Untuk sistem *undamped* ($\zeta = 0$), $T \rightarrow \infty$ saat resonansi ($r = 1$)
3. Nilai T lebih kecil dari *unity* ($T < 1$) untuk nilai $r > \sqrt{2}$ (untuk setiap jumlah redaman ζ)
4. Nilai T *unity* untuk semua nilai ζ saat $r = \sqrt{2}$

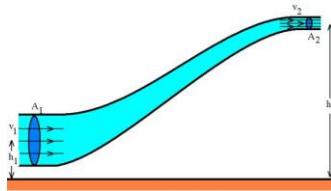
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil *damping ratio* menyebabkan semakin besar nilai T. Sedangkan $r > \sqrt{2}$, semakin kecil *damping ratio* menyebabkan semakin kecil nilai T.
6. *Displacement transmissibility*, T, mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ saat *frequency ratio* $= r_m < 1$

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} \left[\sqrt{1 + 8\zeta^2} \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

2.4 Teori Sistem Hidrolik

2.4.1 Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli.



Gambar 2.15 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*). Berikut ini persamaan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (*incompressible flow*):

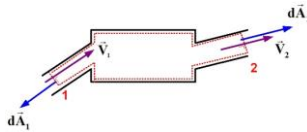
$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2.6)$$

Keterangan:

- p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)
- p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)

- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
 v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
 h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
 h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
 g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

2.4.2 Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2.16 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.8)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0$$

$$\int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.9)$$

- dimana ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
 V : volume fluida (m^3)
 \vec{V} : kecepatan (m/s)
 A : luas area (m^2)

2.4.3 Head Loss

Head loss^[10] merupakan kerugian energi per satuan berat fluida di dalam aliran cairan dalam sistem perpipaan. Total *head loss* merupakan penjumlahan dari *major* dan *minor head loss*.

- **Major head loss**; merupakan kerugian energi dikarenakan efek gesekan pada *fully developed flow* di dalam pipa. Rumus untuk *major head loss*^[10] adalah:

$$h_l = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2 \quad (2.10)$$

$$\text{dengan } Re = \frac{d_{tube} \dot{x}}{v} \quad (2.11)$$

Substitusi persamaan (2.11) ke persamaan (2.10)

$$h_l = \left(\frac{64v}{d_{tube}\dot{x}} \right) \frac{L}{2d_{tube}} \dot{x}^2$$

sehingga rumus *major head loss* menjadi:

$$h_l = \frac{32Lv}{d_{tube}^2} \dot{x} \quad (2.12)$$

dimana

h_l	: <i>major head loss</i> (m)
L	: panjang pipa (m)
d_{tube}	: diameter pipa (m)
\dot{x}	: kecepatan aliran (m/s)
Re	: <i>Reynold number</i>
v	: viskositas kinematik fluida (m ² /s)

Nilai friction factor dipengaruhi oleh nilai Reynold number (Re) seperti dijelaskan pada persamaan (2.11) dan kekasaran permukaan pipa (e). Dari nilai Re dapat ditentukan jenis aliran dari fluida. Apabila $Re < 2300$ aliran digolongkan sebagai aliran laminar, sedangkan apabila $Re > 2300$ maka aliran digolongkan sebagai aliran turbulen.

- **Minor head loss**; merupakan kerugian energi yang diakibatkan karena pintu masuk perpipaian, *fitting*, perubahan luasan, dsb. Rumus untuk *minor head loss*^[8] adalah sebagai berikut:

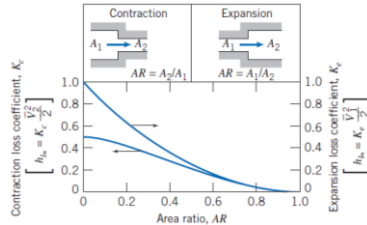
$$h_{lm} = K \frac{v^2}{2} \quad (2.13)$$

dimana h_{lm} : *minor head loss*
 K : *loss coefficient*

Berikut ini adalah penjelasan tentang fenomena yang dapat menimbulkan *minor head loss*:

- *Enlargements dan Contractions*^[10]

Losses ini terjadi karena adanya perubahan area penampang (membesar ataupun mengecil) secara tiba – tiba. Untuk mengetahui besarnya koefisien *headloss* minor, dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Loss coefficient untuk aliran melalui perubahan sudden area^[10]

Losses yang diakibatkan oleh perubahan luas penampang, dapat diantisipasi dengan cara memasang *nozzle* maupun *diffuser* diantara dua bagian dari pipa lurus yang terjadi perubahan luas penampang.

2.4.4 Persamaan Energi Akibat *Head Loss*

Dengan adanya kerugian energi yang diakibatkan oleh *head loss*, maka jumlah energi yang dihasilkan setelah melewati

titik *head loss* akan mengalami pengurangan jumlah. Dengan memanfaatkan persamaan Bernoulli, berikut adalah perumusan persamaan energi yang diakibatkan oleh adanya *head loss*.

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2\right) = h_{lT} \quad (2.14)$$

dimana h_{lT} = *head loss* total

Selisih energi pada kedua titik pada suatu aliran fluida tertutup merupakan jumlah energi yang hilang yang diakibatkan oleh adanya *head loss* pada baik *head loss major* maupun *head loss minor*.

2.4.5 T-Junction

T-junction merupakan sambungan yang menghubungkan 3 buah pipa, dimana dua cabang aliran yang mendekat (*approach*) tegak lurus terhadap cabang aliran *downstream* (*combining flow*), atau dua cabang *downstream* yang tegak lurus terhadap cabang aliran yang mendekat (*dividing flow*)^[11]. Perumusan dibawah ini diturunkan dengan menganggap $\delta_z = \delta_0$ untuk *combining flow* dan $\delta_a = \delta_d$ untuk *dividing flow*. Ketiga cabang memiliki luas penampang yang sama besar.

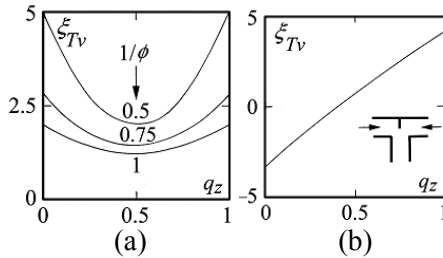
Dalam kasus *combining flow*, *coefficient of losses* didefinisikan dalam fungsi kecepatan *head* dari cabang aliran *downstream* dengan persamaan sebagai berikut :

$$\xi_{tv} = \frac{\Delta H_{Tv}}{\left(\frac{V^2}{2g}\right)} \quad (2.15)$$

dimana :

- ΔH_{Tv} = selisih *head* antara *Approach Flow* dan *Downstream Flow* (m/s²)
- V = Kecepatan *head* (m/s²)
- ξ_{tv} = *Coefficient of Losses*

Berdasarkan hasil eksperimen, nilai *coefficient of losses* pada kasus *combining flow* dalam fungsi debit aliran ditunjukkan pada grafik berikut :



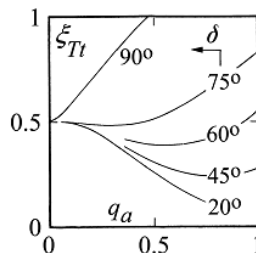
Gambar 2.18 *Coefficient of Losses* untuk kasus *combining flow* pada *T-junction* (a) tanpa dinding pemisah. (b) dengan dinding pemisah^[11]

Sumbu horisotal pada grafik merupakan *discharge ratio* (q_z) yang dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$q_z = \frac{Q_z}{Q_u} \quad (2.16)$$

dimana Q_z = Debit aliran *approach branches* (m^3/s)
 Q_u = Debit aliran *downstream branches* (m^3/s)

Sementara pada kasus *dividing flow*, *coefficient of losses* ditunjukkan pada grafik berikut:



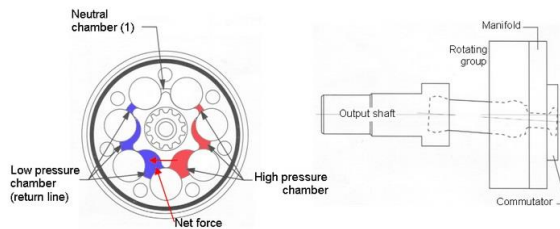
Gambar 2.19 *Coefficient of losses* pada *dividing flow*^[11]

2.4.6 Motor Hidrolik

Motor hidrolik adalah sebuah aktuator mekanik yang mengkonversi aliran dan tekanan hidrolik menjadi torsi atau tenaga putaran. Alat ini menjadi satu bagian dari sebuah sistem hidrolik selain silinder hidrolik. Motor hidrolik berkebalikan fungsi dengan pompa hidrolik. Jika pompa hidrolik berfungsi untuk menghasilkan tekanan dan aliran tertentu pada suatu sistem hidrolik, maka motor hidrolik bertugas mengkonversi kembali tekanan hidrolik menjadi tenaga putar. Motor hidrolik dapat berkerja pada dua arah putaran motor sesuai dengan kebutuhan penggunaan. Pada tugas akhir ini motor hidrolik yang digunakan dalam pemodelan adalah motor geroler yang terdapat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.20 Motor hidrolik geroler



Gambar 2.21 Konstruksi motor hidrolik geroler

Perhitungan kecepatan putar dan torsi motor hidrolik dilakukan dengan persamaan berikut^[1]:

$$\omega = \frac{Q_m \eta_v}{q} \quad (2.17)$$

$$T_m = \Delta p_m q \eta_m \quad (2.18)$$

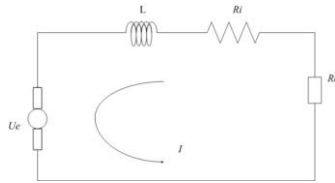
dimana	ω	: kecepatan putaran motor hidrolik (rad/s)
	T_m	: torsi motor hidrolik (N.m)
	Q_m	: debit aliran fluida yang masuk ke motor hidrolik (m ³ /s)
	q	: perpindahan motor hidrolik (cc/rev)
	p_m	: tekanan pada motor hidrolik (Pa)
	η_v	: efisiensi volumetrik
	η_m	: efisiensi mekanik

2.5 Generator

Generator merupakan alat yang dapat merubah energi mekanik menjadi energi listrik biasanya menggunakan induksi elektromagnetik. Sebagaimana generator listrik bekerja, prinsipnya berkebalikan dengan motor listrik. Berdasarkan arus yang dihasilkan. Generator dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu generator AC dan generator DC. Generator AC menghasilkan arus bolak-balik (AC) dan generator DC menghasilkan arus searah (DC).

- Generator AC; dimana bagian utama terdiri atas magnet permanen (tetap), kumparan (solenoida), cincin geser, dan sikat. Pada generator, perubahan garis gaya magnet diperoleh dengan cara memutar kumparan di dalam medan magnet permanen. Karena dihubungkan dengan cincin geser, perputaran kumparan menimbulkan GGL (Gaya Gerak Listrik) induksi AC. Oleh karena itu, arus induksi yang ditimbulkan berupa arus AC.
- Generator DC; dimana generator ini terdiri dari dua bagian. Yang pertama adalah stator, yaitu bagian mesin DC yang diam/tidak bergerak, dan yang kedua adalah rotor, yaitu bagian mesin DC yang berputar. Bagian stator terdiri dari: rangka motor, belitan stator, sikat arang, bearing

dan terminal box. Sedangkan bagian rotor terdiri dari: komutator, belitan rotor, kipas rotor dan poros rotor. Prinsip kerja generator DC sama dengan generator AC. Namun, pada generator DC arah arus induksinya tidak berubah. Hal ini disebabkan cincin yang digunakan pada generator DC berupa cincin belah (komutator).



Gambar 2.22 Skema RL *Circuit* untuk Generator

Persamaan elektrik pada generator dengan menggunakan *Kirchhoff's voltage law*:

$$(R_e + R_i)I + L \frac{dI}{dt} = V_e \quad (2.19)$$

$$\text{dengan, } V_e = 2NBla\dot{\theta} = k_v\omega \quad (2.20)$$

karena induktansi diabaikan, maka persamaan tersebut menjadi:

$$(R_e + R_i)I + L \frac{dI}{dt} = V_e$$

sehingga persamaan menjadi:

$$(R_e + R_i)I = k_v\omega$$

$$I = \frac{k_v}{R_{tot}}\omega \quad (2.21)$$

dimana

V_e : *electromotive voltage* (Volt)
 L : induktansi internal (Henries)
 I : arus (Ampere)
 k_v : *voltage coefficient* (V.s/rad)

Rumus torsi elektrik pada generator:

$$T_e = F_e a$$

$$T_e = N B l a I = k_t I \quad (2.22)$$

dimana T_e : torsi elektrik (N.m)
 N : jumlah lilitan
 B : induksi magnetik (Tesla)
 l : panjang kumparan (m)
 a : jarak kepada kawat (m)
 k_t : koefisien torsi elektrik (N.m/Ampere)

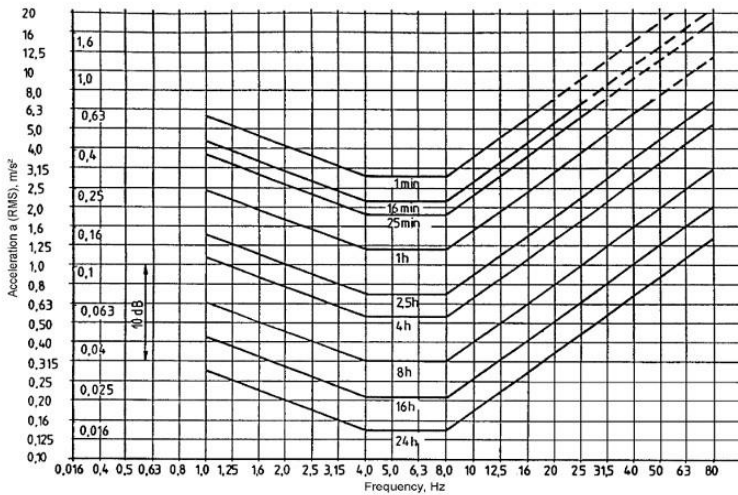
2.6 Pengaruh Kecepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Tingkat kenyamanan pengendara saat pengendara sangat tergantung kepada banyak hal, salah satunya mengenai percepatan kendaraan. Studi menunjukkan bahwa nilai – nilai yang digambarkan pada tabel 2.4 dapat dijadikan acuan bagaimana respon manusia terhadap percepatan yang terjadi pada kendaraan akibat kedaratan pada kendaraan publik. Namun reaksi tersebut juga bergantung pada durasi perjalanan dan ekspektasi pengendara ketika mengendarai kendaraan.

Tabel 2.4 Nilai percepatan yang dapat diterima untuk kenyamanan pengendara^[15]

<i>Magnitude</i>	Tingkat kenyamanan
$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	<i>Not uncomfortable</i>
$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	<i>A little uncomfortable</i>
$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 1 \text{ m/s}^2$	<i>Fairly uncomfortable</i>
$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	<i>Uncomfortable</i>
$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	<i>Very uncomfortable</i>
$a > 2 \text{ m/s}^2$	<i>Extremely uncomfortable</i>

Untuk kriteria ketahanan pengendara berdasarkan besar percepatan menurut standart ISO 2631, ditampilkan pada gambar 2.23 dibawah ini.



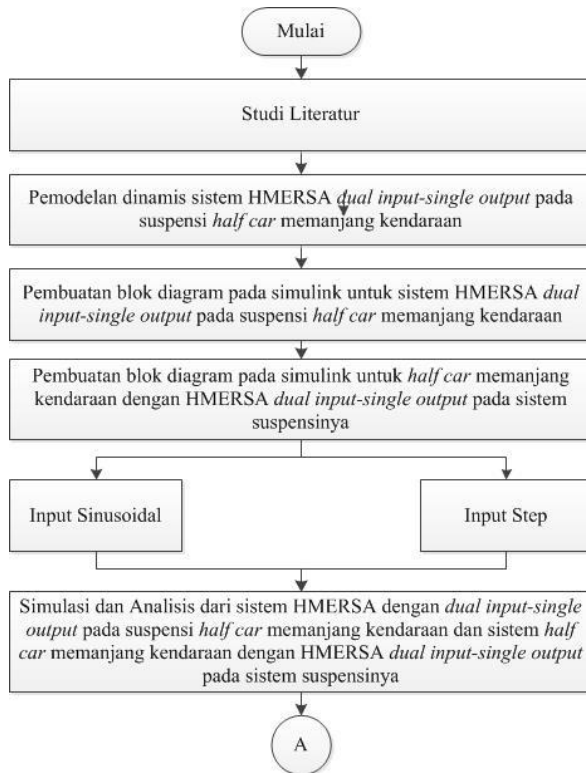
Gambar 2.23 Grafik percepatan RMS (*Root Mean Square*) berdasarkan ISO 2631^[15]

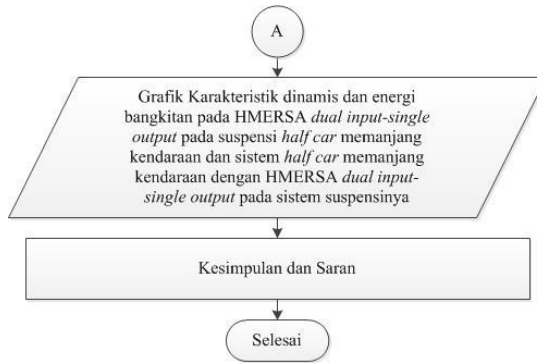
Selain berdasarkan tingkat kenyamanan, acuan baik tidaknya suspensi kendaraan juga dilihat berdasarkan tingkat keamanan. Suspensi dapat dikatakan relatif aman jika roda dan permukaan jalan melekat dengan baik atau diusahakan defleksi pada roda seminimal mungkin^[13]. Defleksi maksimum dari suspensi depan sebesar 10 cm, sedangkan untuk suspensi belakang maksimum sebesar 12 cm^[14].

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan dari sistem *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *dual input-single output* pada sistem suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1 berikut.





Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Selanjutnya dilanjutkan dengan pemodelan fisik dan dinamis untuk sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Kemudian membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink. Dan dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redaman dan energi dari sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Untuk selanjutnya, sistem HMERSA *dual input-single output* dipasang pada *half-car* memanjang kendaraan dengan langkah yang sama, yaitu pertama dengan membuat model fisik dan dinamis *half-car* memanjang kendaraan. Dilanjutkan dengan membuat persamaan gerak *half-car* memanjang kendaraan. Kemudian membuat blok diagram *half-car* memanjang kendaraan dengan input *sinusoidal* dan *step*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dan energi bangkitan dari sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya. Setelah itu analisis grafik tersebut dan langkah terakhir, yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi - referensi yang dapat menunjang dalam proses analisis sistem *Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber* (HMERSA) dengan *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, teknologi dan konstruksi otomotif, pemodelan sistem dinamis, sistem hidrolik, serta pembuatan blok diagram pada MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari RSA yang meliputi dimensi dan massa sistem *half-car* memanjang kendaraan, komponen hidrolik berupa silinder hidrolis, pipa, motor hidrolik, dan generator elektromagnetik.

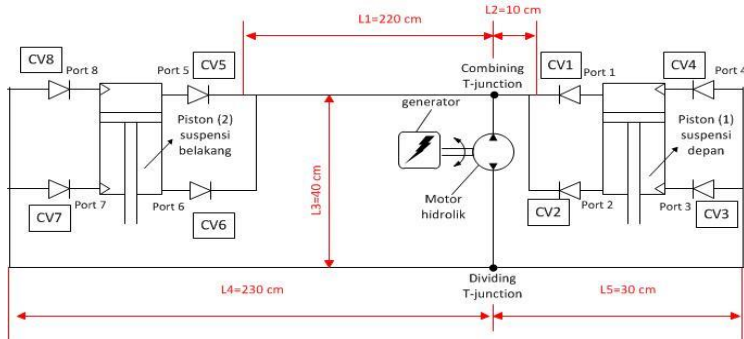
Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.2 Pemodelan dan Simulasi Sistem HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Suspensi *Half-Car* Memanjang Kendaraan

3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Suspensi *Half-Car* Memanjang Kendaraan

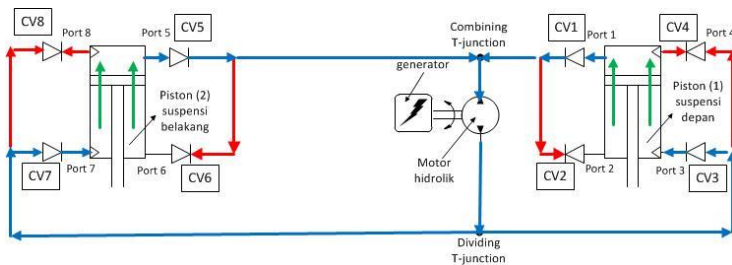
Dalam tugas akhir ini akan dianalisa karakteristik gaya redaman dan energi bangkitan dari sistem HMERSA *dual input single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan. Berikut pemodelan fisik sistem diambil dari tampak samping kendaraan dimana piston silinder kanan merupakan piston

silinder suspensi depan kendaraan dan piston silinder kiri merupakan piston silinder belakang kendaraan.



Gambar 3.2 Pemodelan Fisik Sistem HMERSA dengan *dual input single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan

Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan saat kondisi piston 1 dan 2 mengalami kompresi :

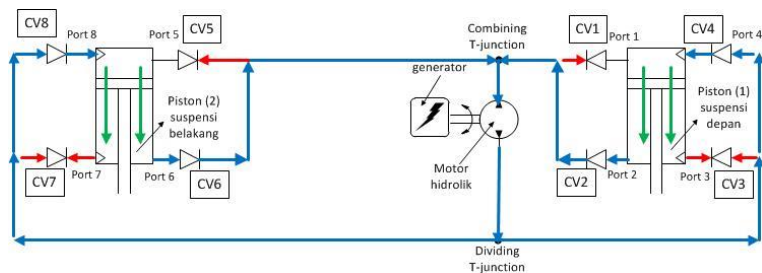


Gambar 3.3 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak keatas (kompresi)

Pada saat piston silinder 1 bergerak keatas, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui *port* 1 dan 4 menuju *check valve* CV1 dan CV4. Aliran fluida tertahan pada CV4 karena efek *check valve*, aliran fluida mengalir melalui CV1 masuk ke *inlet T-junction*. Sementara pada silinder 2,

ketika piston bergerak ke atas, fluida pada silinder keluar melalui *port 5* menuju CV5 lalu masuk pada *inlet T-junction*. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *combining T-junction* lalu masuk pada *inlet* motor hidrolik yang menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui *shaft*. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui *outlet* motor hidrolik menuju *dividing T-junction*. Pada *outlet diverging T-Junction* fluida akan berpisah dan mengalir menuju silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan melewati CV3 lalu memasuki silinder melalui *port 3*. Fluida tidak dapat melalui CV 4 dikarenakan tekanan pada *port 4* lebih tinggi dibandingkan tekanan fluida yang menuju silinder 1. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV 7, kemudian memasuki silinder melalui *port 7*.

Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan saat kondisi piston silinder 1 dan 2 mengalami ekspansi :

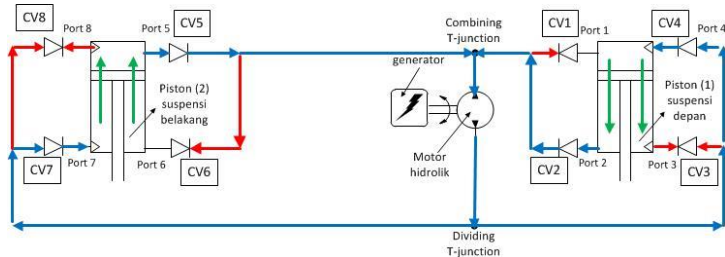


Gambar 3.4 Aliran fluida saat piston silinder 1 dan 2 bergerak kebawah (ekspansi)

Pada saat piston silinder 1 bergerak kebawah, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui *port 2* dan *3* menuju *check valve* CV2 dan CV3. Aliran fluida tertahan pada CV3 karena efek dari *check valve* tersebut, aliran fluida mengalir melalui CV2 lalu masuk ke *inlet T-junction*.

Sementara pada silinder 2, ketika piston bergerak ke bawah, fluida pada silinder keluar melalui *port* 6 menuju CV6 lalu masuk pada *inlet T-junction*. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *combining T-junction* lalu masuk pada *inlet* motor hidrolik yang menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui *shaft*. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui *outlet* motor hidrolik menuju *dividing T-junction*. Pada *outlet dividing T-Junction* fluida akan berpisah dan mengalir menuju silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan melewati CV4 lalu memasuki silinder melalui *port* 4. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV8, kemudian memasuki silinder melalui *port* 8.

Berikut aliran fluida pada sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan saat kondisi piston silinder 1 mengalami ekspansi dan piston silinder 2 mengalami kompresi :



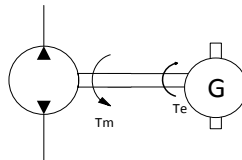
Gambar 3.5 Aliran fluida saat piston silinder 1 bergerak kebawah (ekspansi) dan piston silinder 2 bergerak keatas (kompresi)

Pada saat piston silinder 1 bergerak kebawah, maka fluida yang terdapat pada silinder hidrolik keluar melalui *port* 2 dan 3 menuju *check valve* CV2 dan CV3. Aliran fluida tertahan pada CV3 karena efek dari *check valve* tersebut, aliran fluida mengalir melalui CV2 lalu masuk ke *inlet T-junction*. Sementara pada silinder 2, ketika piston bergerak ke atas, fluida pada silinder keluar melalui *port* 5 menuju CV5 lalu masuk

pada *inlet T-junction*. Selanjutnya aliran fluida dari silinder 1 dan 2 akan bergabung pada *combining T-junction* lalu masuk pada *inlet* motor hidrolik yang menyebabkan motor hidrolik berputar dan putaran tersebut diteruskan ke generator melalui *shaft*. Selanjutnya, aliran fluida keluar melalui *outlet* motor hidrolik menuju *dividing T-junction*. Pada *outlet dividing T-Junction* fluida akan berpisah dan mengalir menuju silinder 1 dan 2. Aliran fluida yang menuju silinder 1 akan melewati CV4 lalu memasuki silinder melalui *port* 4. Demikian pula pada aliran fluida yang mengalir menuju silinder 2 fluida akan melewati CV7, kemudian memasuki silinder melalui *port* 7.

3.2.2 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Suspensi *Half-Car* Memanjang Kendaraan

Permodelan dinamis untuk sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan meliputi motor hidrolik dan generator elektromagnetik dimodelkan sebagai berikut:



Gambar 3.6 Pemodelan dinamis sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan

Setelah didapatkan model dinamis dari sistem seperti pada gambar 3.6 diatas, maka selanjutnya dapat dianalisa persamaan gerak dari sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dimulai dari pembuatan *free body diagram* (FBD) sistem HMERSA *dual input-single output* dari pemodelan dinamis seperti pada

gambar 3.6 diatas. Selanjutnya dari FBD yang sudah didapat, maka dapat dibuat persamaan gerak dari sistem HMERSA *dual input-single output* yang selanjutnya persamaan tersebut akan dianalisa pada subbab berikutnya.

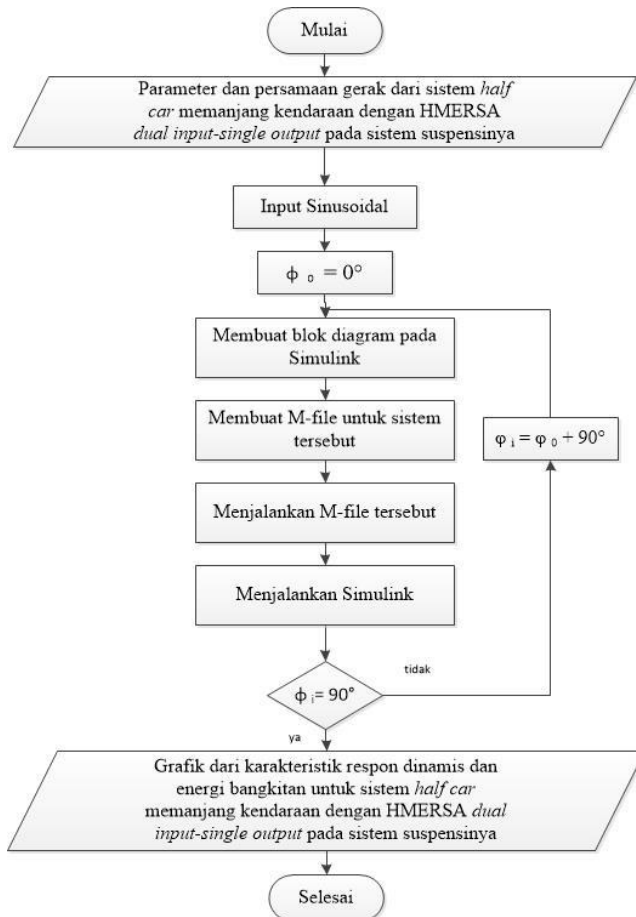
3.2.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem HMERSA *dual input-single output* pada Suspensi *Half-Car* Memanjang Kendaraan

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem HMERSA:

Tabel 3.1 Parameter untuk sistem HMERSA

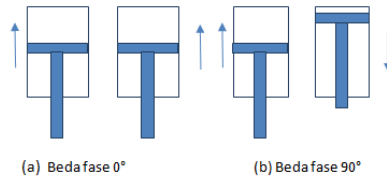
Parameter	Nilai
Diameter piston rod (di)	2 cm
Diameter silinder hidrolik (do)	5 cm
Diameter pipa (dt)	0,9 cm
Massa jenis fluida (ρ)	860 kg/m ³
Panjang pipa 1 (L1)	220 cm
Panjang pipa 2 (L2)	10 cm
Panjang pipa 3 (L3)	40 cm
Panjang pipa 4 (L4)	230 cm
Panjang pipa 5 (L5)	30 cm

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.7. Dalam simulasi ini diberikan variasi input pada HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan berupa *sinusoidal input*. Untuk *sinusoidal input*, akan disimulasikan respon HMERSA ketika terdapat beda fase φ antara silinder hidrolik 1 dan 2.



Gambar 3.7 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan

Ilustrasi posisi silinder dengan variasi beda fase digambarkan seperti pada gambar 3.8 sebagai berikut:

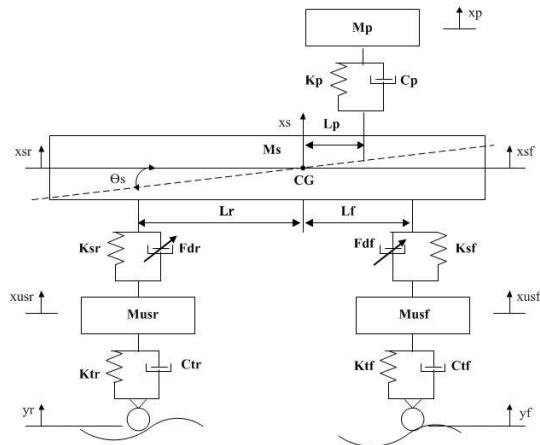


Gambar 3.8 Ilustrasi posisi silinder pada masing – masing beda fase (Φ)

3.3 Pemodelan dan Simulasi *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *dual input-single output* pada Sistem Suspensinya

3.3.1 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan Sistem *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada Sistem Suspensinya

Pemodelan dinamis yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan *half-car* memanjang kendaraan dengan empat derajat kebebasan (5 DOF) dan satu derajat kebebasan (1 DOF) untuk pemodelan HMERSA *dual input-single output*. Pemodelan dinamis *half-car* 5 DOF meliputi m_p (massa penumpang), m_s (massa bodi kendaraan) yang bergerak translasi dan rotasi, m_{usf} (massa roda bagian depan), dan m_{usr} (massa roda bagian belakang). Pemodelan dinamis HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan (seperti pada gambar 3.2) meliputi tabung hidrolik, motor hidrolik, dan generator elektromagnetik, dimana sistem tersebut memiliki 1 DOF, yaitu terdiri putaran motor hidrolik. Pada model setengah kendaraan seperti pada gambar 3.9, HMERSA *dual input-single output* terletak diantara *sprung mass* (m_s) dan *front unsprung mass* (m_{usf})/*rear unsprung mass* (m_{usr}) serta menghasilkan gaya redam sebesar F_{dr} pada silinder bagian depan dan sebesar F_{dr} pada silinder bagian belakang.



Gambar 3.9 Pemodelan dinamis *half-car* memanjang kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya

dimana : M_p = massa *passenger* (kg)
 M_{us} = massa *sprung* (kg)
 M_{usf} = massa *unsprung* depan (kg)
 M_{usr} = massa *unsprung* belakang (kg)
 L_p = jarak penumpang terhadap *center of gravity* (m)
 L_f = jarak ban depan terhadap *center of gravity* (m)
 L_r = jarak ban belakang terhadap *center of gravity* (m)
 K_p = konstanta kekakuan alas duduk penumpang
 K_{tf} = konstanta kekakuan ban depan
 K_{tr} = konstanta kekakuan ban belakang
 K_{sf} = konstanta kekakuan suspensi depan
 K_{sr} = konstanta kekakuan suspensi belakang
 C_p = konstanta redaman alas duduk penumpang
 C_{tf} = konstanta redaman ban depan
 C_{tr} = konstanta redaman ban belakang
 F_{df} = Gaya redam sistem HMERSA *dual input-single output* depan (N)
 F_{dr} = Gaya redam sistem HMERSA *dual input-single output* belakang (N)

Y_f = eksitasi jalan roda depan (m)
 Y_r = eksitasi jalan roda belakang (m)
 X_p = respon perpindahan massa *passenger* (m)
 X_{usf} = respon perpindahan massa *unsprung* depan (m)
 X_{usr} = respon perpindahan massa *unsprung* belakang (m)
 X_s = respon perpindahan massa *sprung* (m)
 θ_s = sudut *pitching* massa *sprung*

Setelah didapatkan model dinamis seperti pada gambar 3.9 diatas, maka selanjutnya didapatkan persamaan gerak dari analisa model dinamis sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dimulai dari pembuatan *free body diagram* (FBD) dari hasil analisa model dinamis seperti pada gambar 3.9 diatas, yang selanjutnya setelah didapatkan FBD maka dapat dilakukan pembuatan persamaan gerak dari sistem *half-car* memanjang kendaraan tersebut dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya.

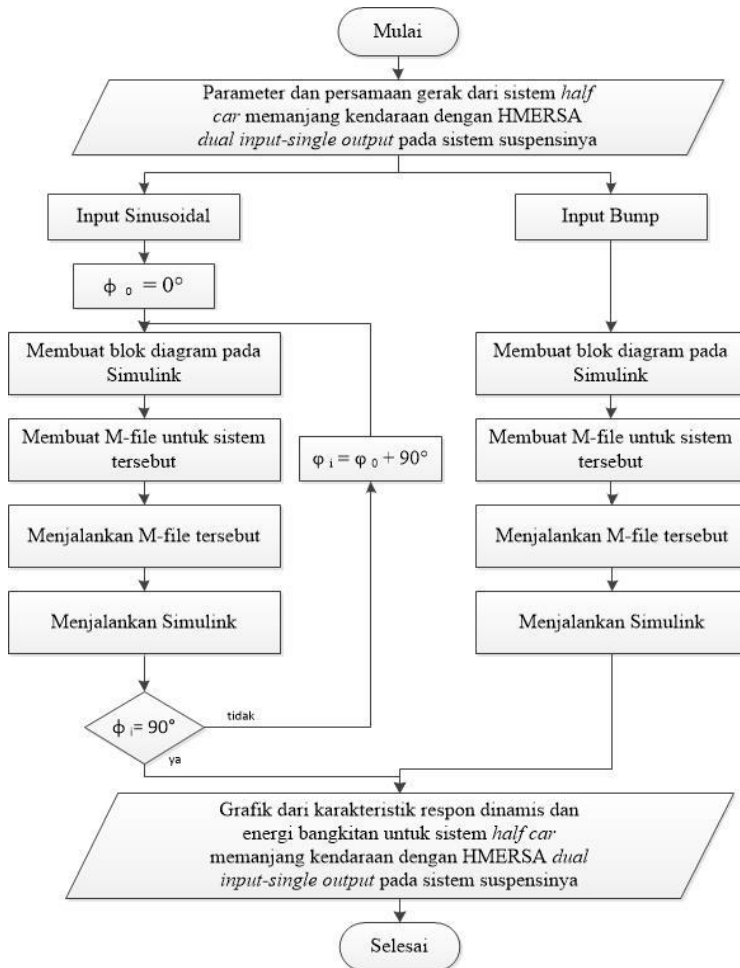
3.3.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *dual input-single output* pada Sistem Suspensinya

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk *half-car* memanjang kendaraan yaitu parameter dari mobil multiguna pedesaan (GEA). Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* ada pada tabel 3.2 berikut.

Tabel 3.2 Parameter untuk sistem *half-car* memanjang kendaraan

Spesifikasi Mobil Multiguna Pedesaan model Pick-Up	
Dimensi Kendaraan	
Jarak sumbu roda depan dan belakang	2,59 m
Jarak roda depan ke CG	1,09 m
Jarak roda belakang ke CG	1,5 m
Data Suspensi	
Kekakuan pegas depan	27566 N/m
Kekakuan pegas belakang	43645,94 N/m
Konstanta peredam depan	3689,83 N/m.s
Konstanta peredam belakang	7009,99 N/m.s
Berat	
Massa muatan penuh	1500 kg
Massa penumpang	60 kg
Massa depan	631,27 kg
Massa belakang	868,73 kg
Massa muatan kosong	910 kg
Muatan Maksimal	590 kg
Momen Inersia body	1582,7 kg.m ²
Ban	
Jenis	Radial
Massa ban (m1, m2)	50 kg
Kekakuan ban	236408 N/m
Konstanta peredam ban	4090 N/m.s

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.10. Input yang digunakan yaitu input *sinusoidal* untuk jalan lurus dan input step (*bump modified*) untuk mewakili gaya yang diterima ban kendaraan saat belok.



Gambar 3.10 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya

3.3.3 Analisis Grafik Sistem *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada Sistem Suspensinya

Dari simulasi sistem *half-car* memanjang kendaraan, akan didapatkan respon dinamis pada kendaraan dan penumpang, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input *sinudoidal* dan juga *step*. Selain itu, didapatkan juga grafik dari energi bangkitan pada sistem tersebut.

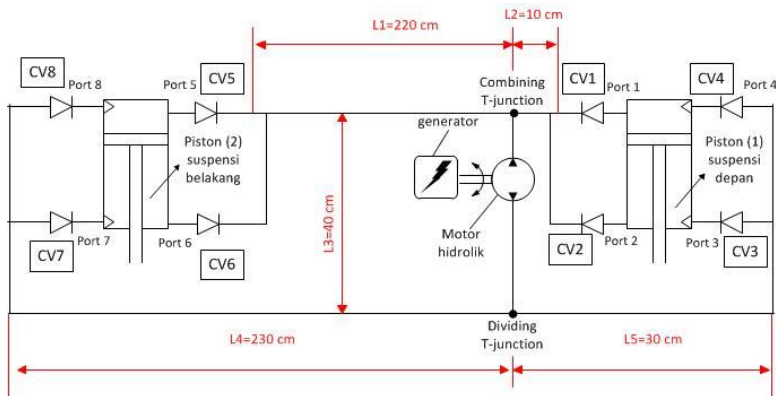
Grafik-grafik tersebut dianalisis. Selain dapat menghasilkan energi listrik, diharapkan HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan ini tetap menghasilkan kenyamanan berkendara yang baik pada kendaraan sehingga perlu dilakukan evaluasi untuk penerapannya. Setelah itu dapat diambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Suspensi *Half-Car* Memanjang Kendaraan

Sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan ini menggunakan mekanisme hidrolik pada bagian piston silindernya. Aliran fluida dari kedua silinder (silinder depan dan belakang sistem suspensi kendaraan) akan dihubungkan dengan motor hidrolik, yang selanjutnya dari motor hidrolik akan dihubungkan pada generator. Aliran fluida keluaran dari motor hidrolik selanjutnya akan kembali pada mekanisme piston seperti digambarkan pada gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1 Skema Sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan

4.2 Perhitungan Gaya Redam Pada Sistem Hidrolik HMERSA *Dual Input-Single Output*

Gaya redam (F_d) yang terjadi pada mekanisme hidrolik HMERSA *dual input-single output* dipengaruhi oleh perbedaan tekanan pada masing masing titik. Pada penelitian ini digunakan dua silinder hidrolik yang identik, sehingga penurunan persamaan gaya redam dalam satuan Newton (N) pada kedua silinder hidrolik

sama. Berikut merupakan penurunan persamaan gaya redam pada silinder hidrolik berdasarkan perbedaan tekanan pada titik atas dan bawah silinder hidrolik :

- Pada saat kompresi, $Fd = P_u \cdot A_u - P_l \cdot A_l$ (4.1)

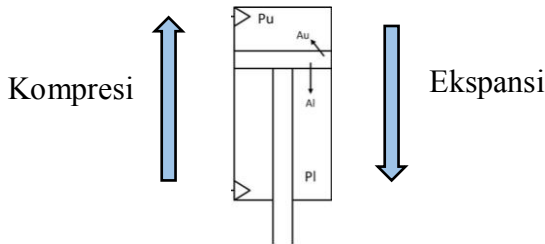
- Pada saat ekspansi, $Fd = P_l \cdot A_l - P_u \cdot A_u$ (4.2)

dimana: P_u = tekanan pada permukaan atas (*upper section*) silinder hidrolik (Pa)

P_l = tekanan pada permukaan bawah (*lower section*) silinder hidrolik (Pa)

A_u = luas permukaan atas silinder (m^2)

A_l = luas permukaan bawah silinder (m^2)



Gambar 4.2 Mekanisme Silinder Hidrolik Sistem HMERSA

Berdasarkan persamaan energi akibat *head loss*, pada saat kompresi P_l diperoleh dari selisih antara P_u dengan total tekanan pada masing – masing titik akibat *head loss* sepanjang pipa, seperti pada perumusan berikut:

$$p_l = p_u - p_s - p_{cv} - p_{tc} - p_M - p_{td} - p_{hm} \quad (4.3)$$

dimana, p_s = tekanan akibat *headloss* pada *inlet outlet* silinder hidrolik (Pa)

p_{cv} = tekanan akibat *headloss* pada *check valve* (Pa)

p_{tc} = tekanan akibat *headloss* pada *combining T-junction* (Pa)

p_M = tekanan akibat *headloss* pada motor hidrolik dan generator (Pa)

p_{td} = tekanan akibat *headloss* pada *dividing T-junction* (Pa)

p_{hM} = tekanan akibat *major headloss* pada sistem perpipaan (Pa)

Demikian juga pada saat ekspansi, P_u diperoleh dari selisih antara P_l dengan total tekanan pada masing – masing titik akibat *head loss* sepanjang pipa, seperti pada perumusan berikut:

$$p_u = p_l - p_s - p_{cv} - p_{tc} - p_M - p_{td} - p_{hM} \quad (4.4)$$

Perhitungan tekanan pada masing – masing titik akan dibahas pada subbab berikutnya.

4.2.1 Perhitungan Tekanan pada Piston Silinder

Pada saat aliran fluida mengalami proses kompresi dan ekspansi, maka terjadi penekanan pada fluida oleh silinder piston serta piston rod yang masing – masing mempunyai luasan penampang yang berbeda. Tekanan yang timbul dikarenakan perbedaan luas penampang dirumuskan sebagai berikut:

1. Pada silinder hidrolik 1

$$\text{- Proses Kompresi, } \Delta p_{u1} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_u}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.5)$$

$$\text{- Proses Ekspansi, } \Delta p_{l1} = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_l}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.6)$$

2. Pada silinder hidrolik 2

$$\text{- Proses Kompresi, } \Delta p_{u2} = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_u}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.7)$$

$$\text{- Proses Ekspansi, } \Delta p_{l2} = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_l}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.8)$$

dimana, A_{tube} = luas permukaan *tube* (m^2)
 ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
 v_1 = kecepatan piston silinder 1 (m/s^2)
 v_2 = kecepatan piston silinder 1 (m/s^2)

4.2.2 Perhitungan Tekanan Akibat *Headloss* pada *Inlet Outlet Silinder Hidrolik*

Pada saat aliran fluida berpindah dari *upper section* silinder hidrolik menuju ke pipa, terjadi *head losses* akibat adanya perbedaan luasan penampang. Demikian pula saat fluida kembali masuk menuju *lower section* silinder hidrolik. Penurunan tekanan akibat perbedaan luasan *upper* dan *lower section* silinder dan pipa adalah sebagai berikut :

1. Pada silinder hidrolik 1

$$\Delta p_{s1} = \frac{\rho(C_{in}+C_{out})}{2} v_1^2 \quad (4.9)$$

2. Pada silinder hidrolik 2

$$\Delta p_{s2} = \frac{\rho(C_{in}+C_{out})}{2} v_2^2 \quad (4.10)$$

dimana, C_{in} = koefisien *losses* pada *enlargement*

C_{out} = koefisien *losses* pada *contraction*

4.2.3 Perhitungan Tekanan Akibat *Headloss* pada *Check Valve*

Saat aliran fluida melewati *check valve* akan terjadi *minor headloss*. Dalam siklus kompresi dan ekspansi, aliran akan melewati dua *check valve*. Perbedaan tekanan akibat *headloss* yang dialami saat melewati *check valve* untuk masing-masing aliran silinder adalah sebagai berikut :

1. Pada silinder hidrolik 1

$$\Delta p_{cv1} = \frac{\rho C_d}{2} v_1^2 \quad (4.11)$$

2. Pada silinder hidrolik 2

$$\Delta p_{cv2} = \frac{\rho C_d}{2} v_2^2 \quad (4.12)$$

dimana, C_d = koefisien *discharge* pada *check valve*

4.2.4 Perhitungan Tekanan Akibat *Headloss* pada *Combining T-Junction*

Ketika fluida melewati *T-Junction* akan terjadi *headloss minor*. Besar *headloss* yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan (2.16) yang selanjutnya akan didapat nilai koefisien *losses* yang diambil dari grafik pada gambar (2.18) dengan mengasumsikan kecepatan fluida pada kedua inlet *T-junction* sama besar. Besar penurunan tekanan pada *T-Junction* yang terjadi adalah sebagai berikut :

1. Pada silinder hidrolik 1

$$\Delta p_{tc1} = \frac{\rho K_{tc}}{2} v_1^2 \quad (4.13)$$

2. Pada silinder hidrolik 2

$$\Delta p_{tc2} = \frac{\rho K_{tc}}{2} v_2^2 \quad (4.14)$$

dimana, K_{tc} = koefisien *losses* pada *combining T-Junction*

4.2.5 Perhitungan Tekanan Akibat *Headloss* pada Motor Hidrolik dan Generator

Pada sistem HMERSA *dual input-single output* ini, poros output motor hidrolik terhubung dengan poros generator, dimana momen inersia motor hidrolik dan generator diabaikan. Dengan mengasumsikan poros kaku, defleksi pada poros dapat diabaikan, hubungan torsi elektrik generator (T_e) dan torsi mekanik motor hidrolik (T_m) adalah sebagai berikut:

$$T_e = T_m$$

Substitusi dengan persamaan T_m yang telah dijelaskan pada persamaan (2.18), sehingga persamaan di atas menjadi:

$$T_e = \frac{\Delta p_m q \eta_m}{2\pi} \quad (4.15)$$

Pada rangkaian listrik generator, arus, tegangan dan torsi elektrik yang dihasilkan dirumuskan sebagai berikut:

$$I = \frac{V_e}{R} = \frac{T_e}{K_t} \quad (4.16)$$

$$\text{sehingga, } T_e = \frac{V_e K_t}{R} \quad (4.17)$$

$$\text{dimana } V_e = k_v \cdot \omega = \frac{k_v \cdot 2\pi \cdot \eta_v A_{tube}}{q} v_3 \quad (4.18)$$

Dengan memasukkan persamaan (4.17) dan (4.18) pada persamaan (4.15), maka diperoleh perbedaan tekanan akibat *headloss* pada motor hidrolik dan generator adalah sebagai berikut:

$$\Delta p_M = \frac{4\pi^2 \cdot k_t \cdot k_v \cdot \eta_v \cdot A_{tube}}{q^2 \cdot R \cdot \eta_m} v_3 \quad (4.19)$$

dimana, k_v = back emf coefficient
 k_t = torque coeeficient
 ω = kecepatan putaran motor hidrolik (rad/s)
 R = hambatan eksternal generator (ohm)
 η_v = efisiensi volumetrik
 η_m = efisiensi mekanis
 v_3 = kecepatan aliran pada pipa 3 (m/s²)
 q = koefisien *displacement* pada motor hidrolik

4.2.6 Perhitungan Tekanan Akibat *Headloss* pada *Dividing T-Junction*

Ketika fluida melewati *T-Junction* akan terjadi *headloss minor*. Besar *headloss* yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan (2.16) yang selanjutnya akan didapat nilai koefisien *losses* yang diambil dari grafik pada gambar (2 19) dengan mengasumsikan kecepatan fluida pada kedua inlet *T-junction* sama besar. Besar penurunan tekanan pada *T-Junction* yang terjadi adalah sebagai berikut :

1. Pada silinder hidrolik 1

$$\Delta p_{td1} = \frac{\rho K_{td}}{2} v_1^2 \quad (4.20)$$

2. Pada silinder hidrolik 2

$$\Delta p_{td2} = \frac{\rho K_{td}}{2} v_2^2 \quad (4.21)$$

dimana, K_{td} = koefisien *losses* pada *dividing T-Junction*

4.2.7 Perhitungan Tekanan Akibat *Major Headloss* pada Sistem Perpipa

1. Pada silinder hidrolik 1

Pada silinder satu, dalam siklus kompresi ataupun ekspansi fluida akan mengalir sepanjang pipa L_2 , L_3 , dan L_5 . Tekanan yang terjadi akibat *headloss major* pada pipa dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta p_{hM1} = \left(\frac{32\gamma(L_2v_1 + L_3v_3 + L_5v_1)}{d_t^2} \right) \quad (4.22)$$

dimana, γ = viskositas dinamis fluida (mm^2/s)

L_2 = panjang pipa 2 (m)

L_3 = panjang pipa 3 (m)

L_5 = panjang pipa 5 (m)

d_t = diameter pipa (m)

2. Pada silinder hidrolik 2

Pada silinder dua, dalam siklus kompresi ataupun ekspansi fluida akan mengalir sepanjang pipa L_1 , L_3 , dan L_4 . Tekanan yang terjadi akibat *headloss major* pada pipa dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta p_{hM1} = \left(\frac{32\gamma(L_1v_2 + L_3v_3 + L_4v_2)}{d_t^2} \right) \quad (4.23)$$

dimana, L_1 = panjang pipa 1 (m)

L_4 = panjang pipa 4 (m)

4.2.8 Perhitungan Gaya Redam Total

Berdasarkan persamaan (4.3) dan (4.4), hubungan tekanan *upper section* dan *lower section* pada silinder hidrolik 1 dirumuskan sebagai berikut:

- Pada saat kompresi

$$p_l = p_u - \Delta p_{s1} - \Delta p_{cv1} - \Delta p_{tc1} - \Delta p_M - \Delta p_{td1} - \Delta p_{hM1} \quad (4.24)$$

- Pada saat ekspansi

$$p_u = p_l - \Delta p_{s1} - \Delta p_{cv1} - \Delta p_{tc1} - \Delta p_M - \Delta p_{td1} - \Delta p_{hM1} \quad (4.25)$$

Hubungan tekanan *upper section* dan *lower section* pada silinder hidrolik 2 dirumuskan sebagai berikut:

- Pada saat kompresi

$$p_l = p_u - \Delta p_{s2} - \Delta p_{cv2} - \Delta p_{tc2} - \Delta p_M - \Delta p_{td2} - \Delta p_{hM2} \quad (4.26)$$

- Pada saat ekspansi

$$p_u = p_l - \Delta p_{s2} - \Delta p_{cv2} - \Delta p_{tc2} - \Delta p_M - \Delta p_{td2} - \Delta p_{hM2} \quad (4.27)$$

Dengan menggabungkan persamaan (4.24) dan (4.25) pada persamaan (4.1) dan (4.2), maka diperoleh besar gaya redam pada silinder 1 untuk kasus kompresi dan ekspansi adalah sebagai berikut:

- Pada kasus kompresi

$$F_D = p_u(A_u - A_l) + (\Delta p_{s1} + \Delta p_{cv1} + \Delta p_{tc1} + \Delta p_{td1} + \Delta p_M + \Delta p_{hM1})A_l \quad (4.28)$$

- Pada kasus ekspansi

$$F_D = p_l(A_l - A_u) + (\Delta p_{s1} + \Delta p_{cv1} + \Delta p_{tc1} + \Delta p_{td1} + \Delta p_m + \Delta p_{hM1})A_u \quad (4.29)$$

Demikian pula pada silinder hidrolik 2, dengan menggabungkan persamaan (4.26) dan (4.27) pada persamaan (4.1) dan (4.2), maka diperoleh besar gaya redam pada silinder 2 untuk kasus kompresi dan ekspansi adalah sebagai berikut:

- Pada kasus kompresi

$$F_D = p_u(A_u - A_l) + (\Delta p_{s2} + \Delta p_{cv2} + \Delta p_{tc2} + \Delta p_{td2} + \Delta p_M + \Delta p_{hM2})A_l \quad (4.30)$$

- Pada kasus ekspansi

$$F_D = p_l(A_l - A_u) + (\Delta p_{s2} + \Delta p_{cv2} + \Delta p_{tc2} + \Delta p_{td2} + \Delta p_M + \Delta p_{hM2})A_u \quad (4.31)$$

4.3 Daya Bangkitan pada Generator

1. Tegangan output generator (V_E)

Kecepatan putaran motor hidrolik dalam satuan rad/s dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\omega = 2 \pi n = \frac{2 \pi A_{tube} \eta_v}{q} \quad (4.32)$$

Dengan mensubstitusi nilai ω ke persamaan (4.18) diperoleh tengangan output generator dalam satuan volt sebagai berikut:

$$V_E = \frac{2\pi k_v \eta_v A_{tube}}{q} v_3 \quad (4.33)$$

2. Arus listrik yang dihasilkan (I)

Dengan mensubstitusi nilai V_E pada persamaan (4.16) maka diperoleh besar arus yang dihasilkan dalam satuan ampere sebagai berikut:

$$I = \frac{2\pi k_v \eta_v A_{tube}}{qR} v_3 \quad (4.34)$$

3. Daya yang dihasilkan (P)

Daya output generator dalam satuan watt dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$P = V_e I \quad (4.35)$$

4. Perhitungan efisiensi daya (η) yang dihasilkan

Dari energi getaran yang masuk ke sistem HMERSA tidak seluruhnya terkonversi menjadi energi listrik, sebagian besar energi hilang akibat *losses* pada aliran fluida. Perhitungan efisiensi daya listrik pada sistem HMERSA *dual input-single output* adalah sebagai berikut:

$$\eta = \frac{P}{P_{mec}} = \frac{P}{(F_{df}\dot{x}_f + F_{dr}\dot{x}_r)} \quad (4.36)$$

dimana, F_{df} = Gaya redam silinder depan (N)

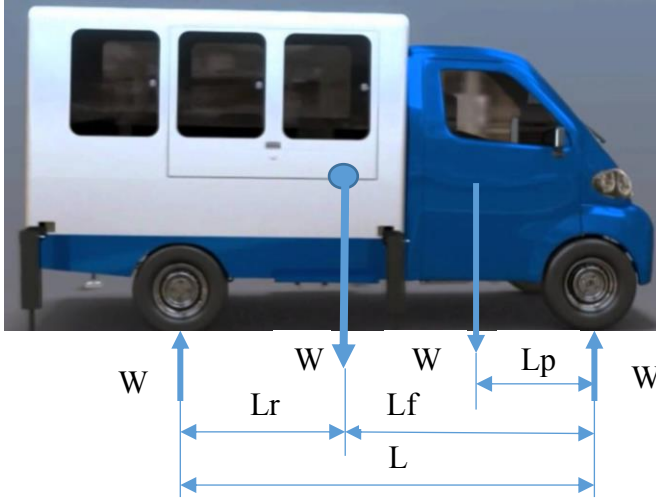
F_{dr} = Gaya redam silinder belakang (N)

4.4 Pemodelan *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

Pada penelitian kali ini kendaraan yang digunakan merupakan kendaraan jenis SUV yaitu mobil multiguna pedesaan ITS. HMERSA *dual input-single output* akan dipasang pada bagian depan dan belakang *half-car* memanjang kendaraan, menyesuaikan dengan kebutuhan suspensi akibat beban yang ditahan dimana bagian belakang menahan beban lebih berat dibanding bagian depan kendaraan.

Sebelum memodelkan dinamis terlebih dahulu mencari posisi *center of gravity* (CG) apabila massa kendaraan (m_s)

ditambah dengan massa penumpang (m_p), dimana posisi CG dengan m_s tanpa penumpang sebelumnya sudah diketahui.



Gambar 4.3 *Free Body Diagram* mobil multiguna pedesaan GEA dengan penambahan penumpang

Berdasarkan gambar 4.3 diatas, maka L_f baru dengan penambahan penumpang dirumuskan sebagai berikut:

$$L_f' = \frac{W_p \cdot L_p + W \cdot L_f}{W_t} \quad (4.37)$$

dimana,

W_r = berat kendaraan bagian belakang (N)

W_f = berat kendaraan bagian depan (N)

W_p = berat penumpang (N)

W = berat kendaraan (N)

W_t = berat total ($W + W_p$) (N)

L = panjang total kendaraan (m)

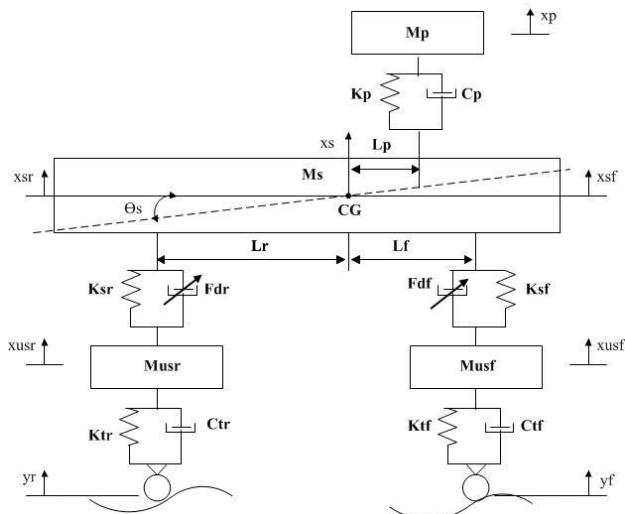
L_f = jarak *center of gravity* ke sumbu roda depan (m)

L_r = jarak *center of gravity* ke sumbu roda belakang (m)

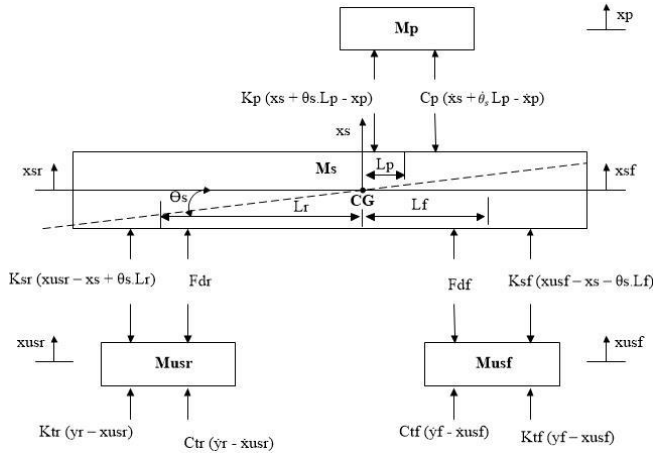
L_f' = jarak center of gravity ke sumbu roda depan setelah penambahan penumpang (m)

L_p = jarak titik berat penumpang ke sumbu roda depan (m)

Selanjutnya didapatkan model dinamis seperti yang sudah dijelaskan pada gambar (3.9) dan *free body diagram* dari *half-car* memanjang kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya, dimana selanjutnya dapat dianalisa persamaan matematisnya sebagai berikut.



Gambar 4.4 Pemodelan dinamis *half-car* memanjang kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya



Gambar 4.5 Free Body Diagram dari Pemodelan dinamis *half-car* memanjang kendaraan dengan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya

Persamaan gerak massa *passenger* kendaraan

$$\sum F_y = m_p \ddot{x}_p$$

$$k_p(x_s + \theta_s L_p - x_p) + C_p(\dot{x}_s + \dot{\theta}_s L_p - \dot{x}_p) = m_p \ddot{x}_p \quad (4.38)$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan:

$$\sum F_y = m_s \ddot{x}_s$$

$$F_{df} + F_{dr} + k_{sf}(x_{usf} - x_s - \theta_s L_f) + k_{sr}(x_{usr} - x_s + \theta_s L_r) - k_p(x_s + \theta_s L_p - x_p) - C_p(\dot{x}_s + \dot{\theta}_s L_p - \dot{x}_p) = m_s \ddot{x}_s$$

$$m_s \ddot{x}_s + C_p \dot{x}_s + (k_{sf} + k_{sr} + k_p)x_s = C_p \dot{x}_p - C_p L_p \dot{\theta}_s + k_p x_p - k_p L_p \theta_s + k_{sf} x_{usf} - k_{sf} L_f \theta_s + k_{sr} x_{usr} + k_{sr} L_r \theta_s + F_{df} + F_{dr} \quad (4.39)$$

$$\begin{aligned}
\sum M &= J_s \ddot{\theta}_s \\
F_{df} L_f - F_{dr} L_r + k_{sf} L_f (x_{usf} - x_s - \theta_s L_f) - k_{sr} L_r (x_{usr} - x_s + \theta_s L_r) - C_p L_p (\dot{x}_s + \dot{\theta}_s L_p - \dot{x}_p) - k_p L_p (x_s + \theta_s L_p - x_p) &= J_s \ddot{\theta}_s \\
J_s \ddot{\theta}_s + C_p L_p^2 \dot{\theta}_s + (k_{sf} L_f^2 + k_{sr} L_r^2 + k_p L_p^2) \theta_s &= C_p L_p \dot{x}_p + k_p L_p x_p + k_{sf} L_f x_{usf} - k_{sr} L_r x_{usr} - C_p L_p \dot{x}_s + (k_{sr} L_r - k_{sf} L_f - k_p L_p) x_s + F_{df} L_f - F_{dr} L_r \quad (4.40)
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan kendaraan:

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= m_{usf} \ddot{x}_{usf} \\
k_{tf} (y_f - x_{usf}) + C_{tf} (\dot{y}_f - \dot{x}_{usf}) - F_{df} - k_{sf} (x_{usf} - x_s - \theta_s L_f) &= m_{usf} \ddot{x}_{usf} \\
m_{usf} \ddot{x}_{usf} + C_{tf} \dot{x}_{usf} + F_{df} + (k_{tf} + k_{sf}) x_{usf} &= C_{tf} \dot{y}_f + k_{tf} y_f + k_{sf} (x_s + \theta_s L_r) \quad (4.41)
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang kendaraan:

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= m_{usr} \ddot{x}_{usr} \\
k_{tr} (y_r - x_{usr}) + C_{tr} (\dot{y}_r - \dot{x}_{usr}) - F_{dr} - k_{sr} (x_{usr} - x_s + \theta_s L_r) &= m_{usr} \ddot{x}_{usr} \\
m_{usr} \ddot{x}_{usr} + C_{tr} \dot{x}_{usr} + F_{dr} + (k_{tr} + k_{sr}) x_{usr} &= C_{tr} \dot{y}_r + k_{tr} y_r + k_{sr} (x_s - \theta_s L_r) \quad (4.42)
\end{aligned}$$

4.5 Diagram Blok

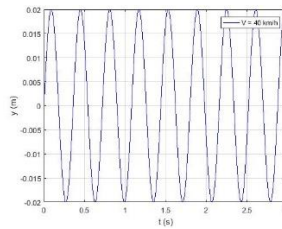
Dari persamaan gerak yang diperoleh, selanjutnya dibuat diagram blok yang sesuai dengan persamaan gerak dari masing – masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing – masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

4.5.1 Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem HMERSA *dual input-single output* pada suspensi *half-car* memanjang kendaraan dan sistem *half-car* memanjang kendaraan setelah dipasang HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya. Pada saat pemodelan pada program Simulink Matlab digunakan dua macam input. Yang pertama yaitu input *sinusoidal* yang akan menghasilkan respon *steady state*. Dan yang kedua adalah input *bump* ketika kendaraan belok yang akan menghasilkan respon transien. Persamaan dari kedua input akan dijelaskan sebagai berikut.

- Input *Sinusoidal*

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4.43)$$



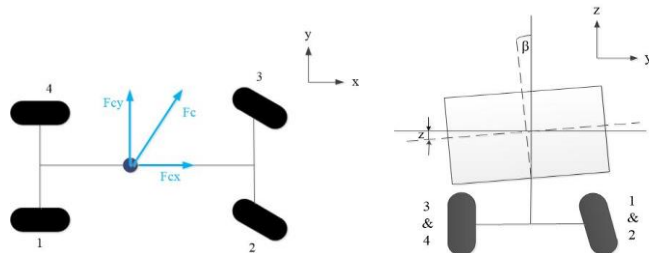
Gambar 4.6 Profil jalan dengan input *sinusoidal*

Pada persamaan (4.43), nilai Y merupakan amplitudo yang digunakan. Besar frekuensi akan divariasikan untuk melihat karakteristik respon dinamis kendaraan dan penumpang dengan amplitudo 2 cm dan panjang gelombang (λ) 4 m. Frekuensi yang digunakan disesuaikan dengan kecepatan kendaraan menggunakan perumusan $f = \frac{v}{\lambda}$, sehingga diperoleh frekuensi dalam satuan Hz. Untuk menghitung frekuensi (ω) dalam satuan rad/s pada input *sinusoidal* digunakan rumus $\omega = 2\pi f$.

- Input *bump*

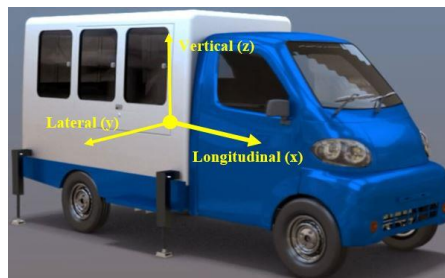
Input *bump* yang digunakan adalah gaya *impact* yang dialami oleh roda depan dan belakang sebelah kiri yang

pada gambar 4.7 ditunjukkan oleh ban 3 dan 4. Gaya *impact* ini yang selanjutnya akan diteruskan pada suspensi ketika kendaraan berbelok ke kanan.



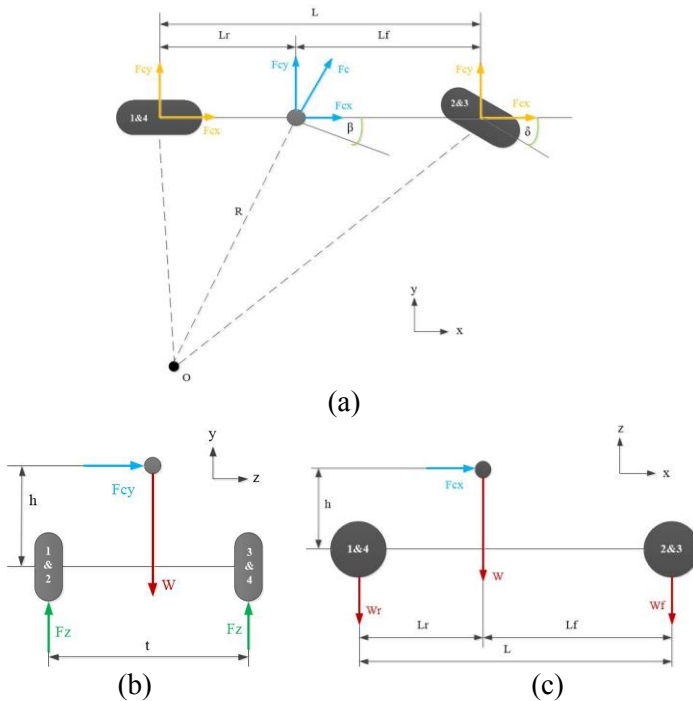
Gambar 4.7 Ilustrasi Gaya yang dialami kendaraan saat berbelok

Pada saat kendaraan berbelok, akan timbul momen *rolling* yang diakibatkan oleh perbedaan gaya sentrifugal (F_c) pada sisi kiri dan kanan kendaraan. Ketika mobil berbelok ke kanan, maka gaya normal pada roda kiri akan lebih besar di roda dibandingkan dengan gaya normal pada roda kanan dan dapat menyebabkan momen *rolling* pada kendaraan. Gaya normal yang diterima roda akan diteruskan ke sistem suspensi. Untuk mengetahui perilaku arah belok kendaraan, perlu dilakukan analisa terhadap gaya – gaya yang bekerja sesuai sistem sumbu pada gambar 4.8 berikut.



Gambar 4.8 SAE vehicle axis system

Dengan melakukan analisa terhadap *bycycle mode* kendaraan seperti pada gambar 4.9, dapat diketahui gaya – gaya yang terjadi pada ban kendaraan saat berbelok dengan mengabaikan gaya hambat serta momen *pitching* kendaraan.



Gambar 4.9 Analisis gaya yang terjadi pada ban kendaraan saat belok

Berdasarkan analisa gaya dan momen pada gambar 4.9, maka gaya normal yang dialami oleh ban depan dan belakang kiri kendaraan (ban 3 dan 4) dirumuskan sebagai berikut.

- a. Gaya normal yang dialami roda depan kiri (F_{zf})

$$F_{zf} = \frac{L_r}{2(L_f+L_r)} (W) - \frac{L_r}{L_f+L_r} \left[\frac{F_c h \cos \beta}{t_r} \right] + \frac{F_c h \sin \beta}{2(L_f+L_r)} \quad (4.44)$$

- b. Gaya normal yang dialami roda belakang kiri (F_{zr})

$$F_{zr} = \frac{L_f}{2(L_f+L_r)} (W) - \frac{L_f}{L_f+L_r} \left[\frac{F_c h \cos \beta}{t_r} \right] - \frac{F_c h \sin \beta}{2(L_f+L_r)} \quad (4.45)$$

dimana, F_c = gaya sentrifugal kendaraan (N)

F_{cx} = gaya sentrifugal kendaraan arah longitudinal (N)

F_{cy} = gaya sentrifugal kendaraan arah lateral (N)

W = berat total kendaraan (N)

W_f = berat bagian depan kendaraan (N)

W_r = berat bagian belakang kendaraan (N)

L = jarak ban depan dan belakang kendaraan (m)

W_f = jarak CG ke ban depan kendaraan (m)

W_r = jarak CG ke ban belakang kendaraan (m)

β = sudut *slide slip* kendaraan

δ = sudut *steer* kendaraan

h = tinggi *center of gravity* kendaraan (m)

t_f = jarak ban depan kiri dan kanan kendaraan (m)

t_r = jarak ban belakang kiri dan kanan kendaraan (m)

gaya senrifugal (F_c) dirumuskan sebagai berikut:

$$F_c = \frac{mv^2}{R} \quad (4.46)$$

dimana, v = kecepatan kendaraan (m/s²)

m = massa kendaraan (kg)

R = radius belok kendaraan (m)

Dalam menentukan input *bump* pada roda saat kendaraan belok akan ditinjau 2 kasus variasi parameter sebagai berikut, dimana parameter *half-car* yang lain yang digunakan mengikuti tabel 3.2.

Tabel 4.1 Variasi pada kasus kendaraan berbelok^[17]

Parameter	Kasus 1	Kasus 2
Kecepatan putar (v)	4 m/s	5 m/s
Sudut slide slip kendaraan (β)	6°	6°
Radius belok kendaraan (R)	7 m	7 m

Dengan memasukkan parameter- parameter diatas ke dalam persamaan, maka diperoleh input gaya yang diterima roda depan dan belakang sebelah kiri kendaraan adalah sebagai berikut:

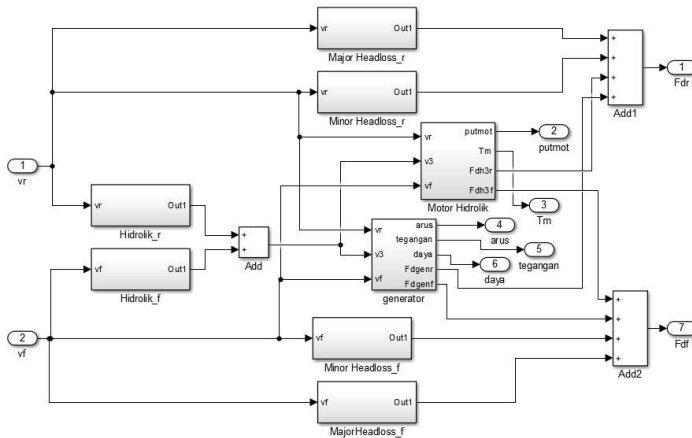
Tabel 4.2 Gaya yang diterima roda depan dan belakang sebelah kiri kendaraan

Parameter	Kasus 1	Kasus 2
Gaya sentrifugal (F_c)	3588,57 N	5607,14 N
Gaya pada roda depan (F_{zf})	2755,88 N	1984,45 N
Gaya pada roda belakang (F_{zr})	1862,81 N	1097,88 N

Gaya normal yang diterima roda depan dan belakang kendaraan pada tabel diatas akan dimodelkan pada Matlab Simulink sebaga gaya eksitasi *bump (step)* pada roda depan dan belakang kendaraan.

4.5.2 Diagram Blok Sistem Suspensi HMERSA *Dual Input-Single Output*

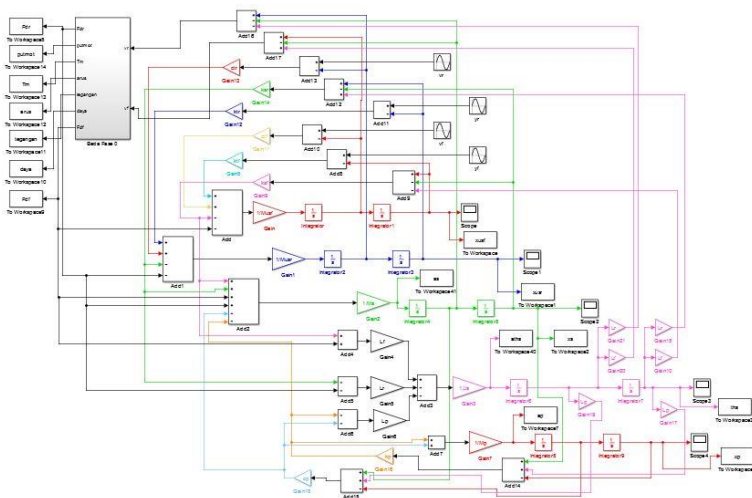
Untuk melakukan simulasi sistem HMERSA *dual input-single output*, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem suspensi HMERSA *dual input-single output* ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.



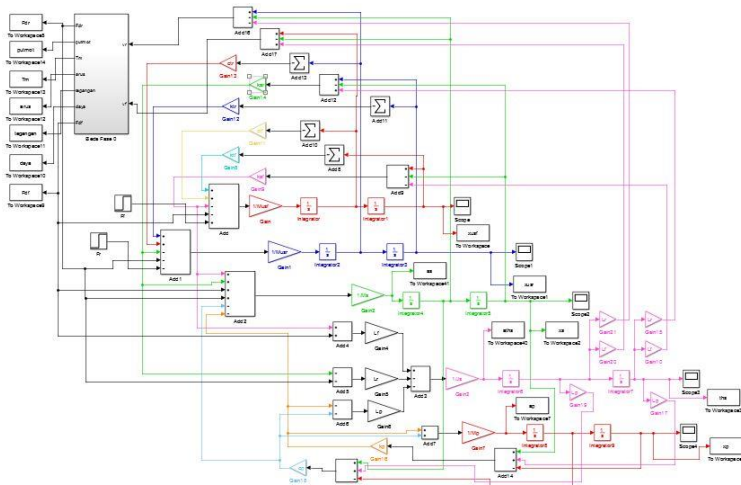
Gambar 4.10 Diagram blok sistem HMERSA *dual input-single output*

4.5.3 Diagram Blok Sistem *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

Pada sistem *half-car* memanjang kendaraan, nilai konstanta redaman pada *body* kendaraan (*sprung*) digantikan dengan nilai gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi HMERSA *dual input-single output*. Input yang digunakan dalam simulasi sistem *half-car* memanjang kendaraan, yaitu input sinoidal dengan kecepatan mobil 40 Km/h, dan input *bump* yang diterima oleh ban kanan depan dan belakang saat kendaraan berbelok ke kiri dimana kecepatan kendaraan saat berbelok pada 4 m/s dan 5 m/s. Parameter yang digunakan pada sistem *half-car* memanjang kendaraan ini telah dijelaskan pada tabel 3.2.



Gambar 4.11 Diagram blok untuk sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan input sinusoidal



Gambar 4.12 Diagram blok untuk sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan input *bump*

BAB V

ANALISIS HASIL DAN PEMBAHASAN

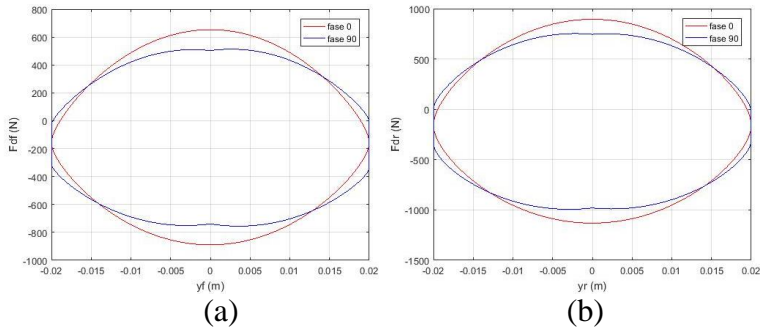
Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem HMERSA *dual input-single output* dan sistem *half-car* memanjang kendaraan serta penumpang dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan, dan besar daya listrik bangkitan yang dihasilkan oleh sistem HMERSA *dual input-single output* baik sebelum dan setelah dipasang pada kendaraan. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi kompresi dan nilai negatif merupakan untuk kondisi ekspansi.

Hal pertama yang dilakukan dalam simulasi adalah mengetahui respon gaya redam terhadap pengaruh beda fase dari input sinusoidal yang diberikan pada sistem HMERSA *dual input-single output*. Pilihan beda fase yang akan diberikan adalah 0° dan 90° . Untuk variasi ini akan dianalisa karakteristik gaya redam dan energi bangkitan yang dihasilkan dari sistem HMERSA *dual input-single output* tersebut.

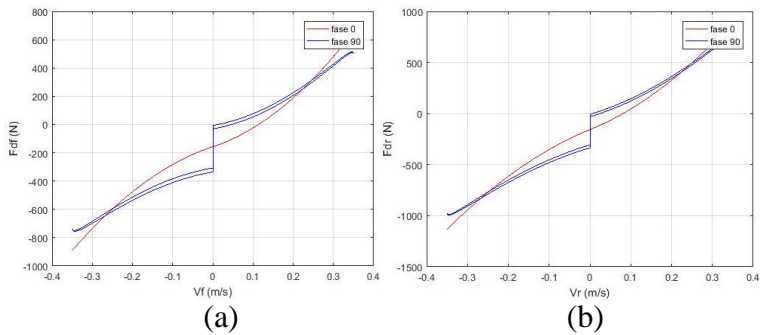
Selanjutnya, sistem HMERSA *dual input-single output* tersebut akan diaplikasikan pada sistem *half-car* memanjang kendaraan (mobil multiguna pedesaan) pada sistem suspensinya dengan input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan input step (*bump*). Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari kendaraan dan penumpang, serta karakteristik energi bangkitan yang dihasilkan. Respon dinamis pada *half-car* memanjang kendaraan yang dianalisa antara lain perpindahan dan percepatan penumpang terhadap fungsi waktu, serta perpindahan, percepatan, perpindahan sudut, dan percepatan sudut dari kendaraan terhadap fungsi waktu. Dimana respon dinamis pada penumpang tersebut dibandingkan dengan kriteria kenyamanan berdasarkan percepatan rms penumpang menurut ISO 2631. Karakteristik energi bangkitan yang dianalisa antara lain tegangan, arus dan daya yang dihasilkan.

5.1 Respon Dinamis Sistem HMERSA *Dual Input-Single Output* dengan Variasi Beda Fase

Dalam simulasi ini, sistem HMERSA *dual input-single output* diberikan input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm dan frekuensi eksitasi sebesar 2,78 Hz dengan variasi beda fase 0° dan 90° .



Gambar 5.1 Respon gaya redam suspensi depan (a) dan belakang (b) terhadap *displacement*



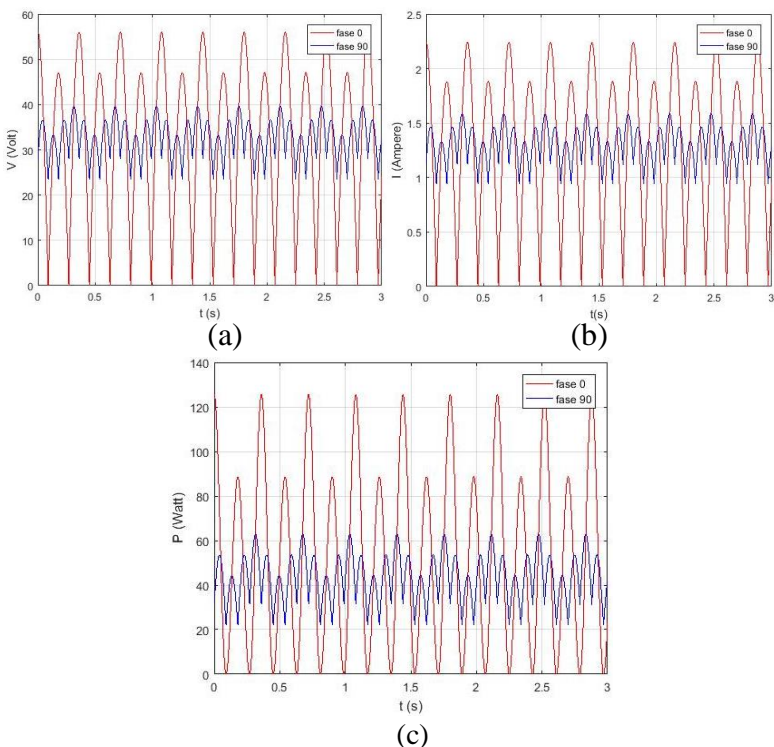
Gambar 5.2 Respon gaya redam suspensi depan (a) dan belakang (b) terhadap *velocity*

Tabel 5.1 Nilai Gaya redam pada masing – masing beda fase

	Beda Fase 0	Beda Fase 90
Gaya Redam depan (Fdf)	512,19 N	493,16 N
Gaya Redam Belakang (Fdr)	675,83 N	639,91 N

Gambar 5.1 menggambarkan respon gaya redam (Fd) dalam Newton (N) terhadap *displacement* (y) dalam satuan meter (m), dimana gambar (a) merupakan respon pada silinder 1 dan gambar (b) merupakan respon pada silinder 2. Sementara gambar 5.2 menggambarkan respon gaya redam (Fd) dalam Newton terhadap *velocity* dalam satuan m/s, dimana gambar (a) merupakan respon pada silinder 1 dan gambar (b) merupakan respon pada silinder 2. Pada tabel 5.2 juga digambarkan nilai rms gaya redam (Fd) total pada masing – masing suspensi dengan variasi beda fase. Dapat dilihat bahwa besar gaya redam pada proses ekspansi dan kompresi berbeda, serta hubungan antara gaya redam dan kecepatan tidak linear. Karakteristik gaya redam pada beda fase 90° sedikit berbeda dengan gaya redam pada beda fase 0°. Hal ini disebabkan ketika silinder 1 mencapai kecepatan maksimum, kecepatan silinder 2 masih bernilai nol, demikian pula sebaliknya. Sehingga gaya redam akan terus menerus dihasilkan oleh masing – masing silinder walaupun kecepatan geraknya bernilai nol.

Nilai gaya redam terbesar saat kompresi dan ekspansi diperoleh pada beda fase 0°. Gaya redam pada beda fase 90° relatif lebih kecil dibanding beda fase 0°. Respon tegangan, arus, dan daya bangkitan yang dihasilkan untuk sistem HMERSA *dual input-single output* digambarkan sebagai berikut.



Gambar 5.3 Grafik Respon Tegangan (a), Arus (b), dan Daya (c) yang dihasilkan

Pada gambar 5.3 dapat dilihat respon tegangan (a), arus (b), dan daya (c) yang dihasilkan oleh sistem HMERSA *dual input-single output* terhadap fungsi waktu dalam *second*. Nilai rms tegangan, arus, dan daya bangkitan yang dihasilkan dari sistem HMERSA *dual input-single output* dinyatakan pada tabel berikut.

Tabel 5.2 Nilai rms tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan

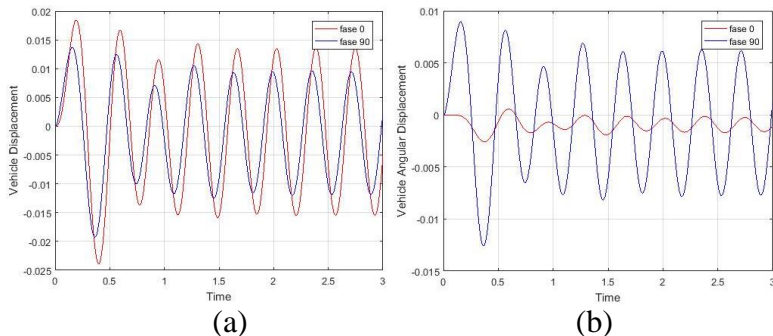
Beda Fase	Tegangan (Volt)	Arus (Ampere)	Daya (Watt)
0	36,60	1,46	66,92
90	32,91	1,32	44,54

Dari tabel 5.2 dapat dilihat bahwa nilai tegangan, arus, dan daya terbesar terjadi saat beda fase 0° . Pada beda fase 90° nilai tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan relatif lebih rendah dibandingkan beda fase 0° , namun terlihat lebih stabil dan kontinyu.

5.2 Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

5.2.1 Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

Berikut merupakan hasil simulasi respon dinamis *half-car* memanjang kendaraan dengan pemasangan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya dengan eksitasi amplitudo 2 cm dan frekuensi 2,78 Hz.

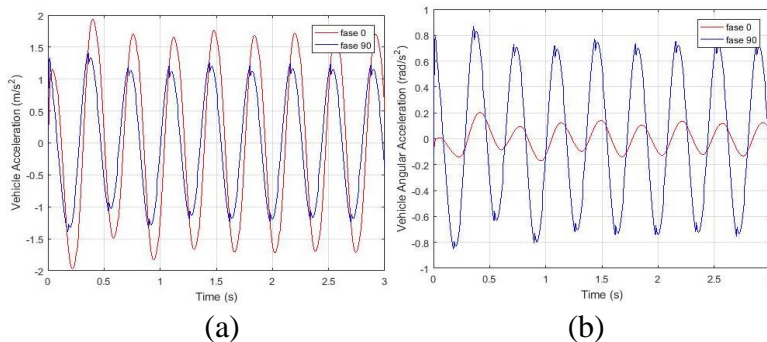


Gambar 5.4 Grafik Respon Perpindahan (a) dan Perpindahan sudut (b) terhadap waktu pada *body* kendaraan

Gambar diatas menunjukkan respon dinamis perpindahan *body* kendaraan (dalam meter) terhadap waktu (dalam *second*) dan perpindahan sudut *body* kendaraan (dalam radian) terhadap waktu (dalam *second*). Terdapat dua variasi, pada variasi pertama beda fase 0° diberikan eksitasi permukaan jalan yang sama pada ban depan dan belakang sementara pada

eksitasi kedua diberikan beda fase 90° pada ban depan dan belakang kendaraan.

Dapat dilihat pada gambar bahwa perpindahan pada beda fase 0° lebih besar dibanding saat beda fase 90° , dan perpindahan sudut pada beda fase 0° lebih kecil dibanding pada beda fase 90° . Pada beda fase 0° tidak terjadi gerak *pitching*, hal ini dikarenakan eksitasi pada roda depan dan belakang kendaraan sama besar sehingga tidak menimbulkan momen *pitching* dan perpindahan sudutnya cenderung mendekati nol.

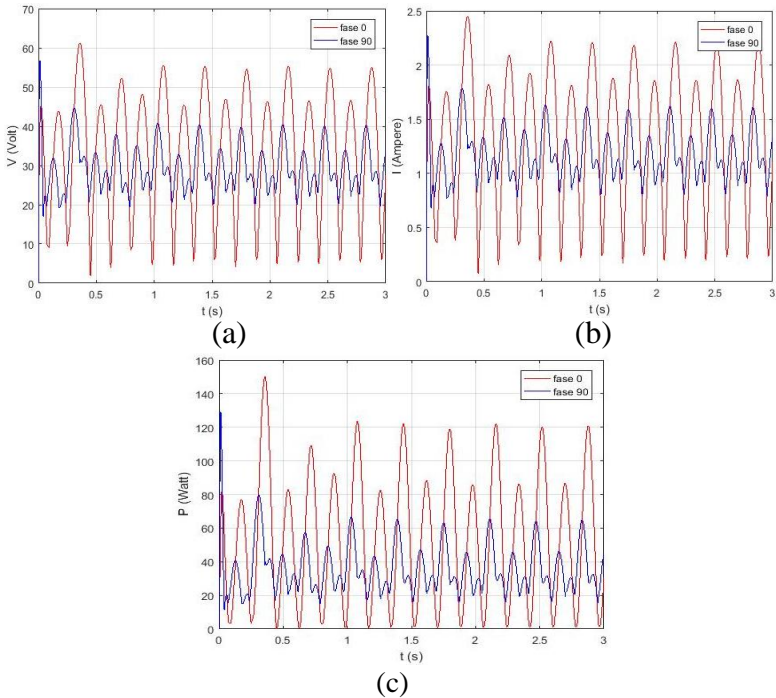


Gambar 5.5 Grafik Respon Percepatan (a) dan Percepatan sudut (b) terhadap waktu pada *body* kendaraan

Gambar 5.5 menunjukkan respon percepatan *body* kendaraan dalam satuan m/s^2 terhadap waktu dalam satuan *second*, dan respon percepatan sudut dalam radian/s^2 terhadap waktu dalam satuan *second*. Terdapat dua variasi, pada variasi pertama beda fase 0° diberikan eksitasi permukaan jalan yang sama pada ban depan dan belakang sementara pada eksitasi kedua diberikan beda fase 90° pada ban depan dan belakang kendaraan.

Percepatan terbesar terjadi pada saat beda fase 0° yang selanjutnya diikuti oleh percepatan pada saat beda fase 90° , dan percepatan sudut terbesar terjadi saat beda fase 90° yang selanjutnya diikuti oleh percepatan sudut pada saat beda fase 0° . Pada beda fase 0° tidak terjadi gerak *pitching*, hal ini

dikarenakan eksitasi pada roda depan dan belakang kendaraan sama besar sehingga tidak menimbulkan momen *pitching* dan percepatan sudutnya cenderung mendekati nol.



Gambar 5.6 Grafik Respon Tegangan (a), Arus (b), dan Daya (c) yang dihasilkan

Gambar 5.6 menunjukkan respon tegangan (a), arus (b), dan daya bangkitan (c) yang dihasilkan dari sistem HMERSA *dual input-single output* terhadap fungsi waktu dalam *second*. Nilai rms tegangan, arus, dan daya bangkitan dari sistem HMERSA *dual input-single output* yang sudah dipasang pada sistem suspensi *half-car* memanjang kendaraan dinyatakan pada tabel berikut.

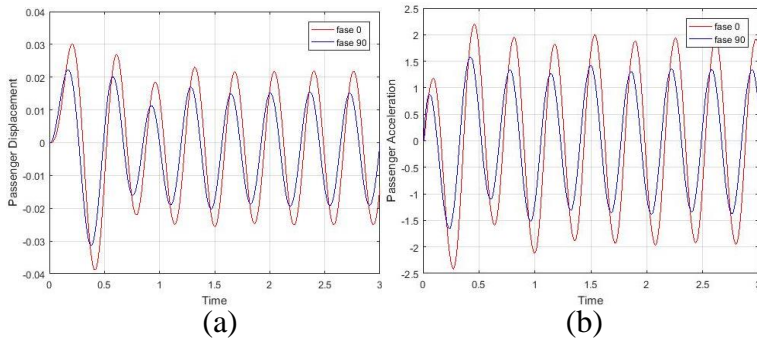
Tabel 5.3 Nilai rms tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan pada model *half-car* memanjang kendaraan dengan pemasangan HMERSA *dual input-single output*

Beda Fase	Tegangan (Volt)	Arus (Ampere)	Daya (Watt)
0	35,64	1,43	63,76
90	29,62	1,18	38,07

Dari tabel 5.3 dapat dilihat bahwa nilai tegangan, arus, dan daya terbesar terjadi saat beda fase 0° . Pada beda fase 90° nilai tegangan, arus, dan daya listrik bangkitan relatif lebih rendah dibandingkan beda fase 0° , namun terlihat lebih stabil dan kontinyu.

5.2.2 Respon Dinamis Penumpang pada *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

Berikut merupakan hasil simulasi respon dinamis penumpang pada *half-car* memanjang kendaraan dengan pemasangan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya dengan eksitasi amplitudo 2 cm dan frekuensi 2,78 Hz.



Gambar 5.7 Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) pada penumpang terhadap fungsi waktu

Gambar 5.7 menunjukkan respon perpindahan penumpang dalam satuan meter (m) terhadap waktu dalam satuan *second* dan respon percepatan penumpang dalam satuan m/s^2 terhadap waktu dalam satuan *second*. Terdapat dua variasi, pada variasi pertama beda fase 0° diberikan eksitasi permukaan jalan yang sama pada ban depan dan belakang sementara pada eksitasi kedua diberikan beda fase 90° pada ban depan dan belakang kendaraan.

Dapat dilihat pada gambar bahwa perpindahan pada beda fase 0° lebih besar dibanding saat beda fase 90° , dan percepatan penumpang terbesar juga dihasilkan pada saat beda fase 0° yang kemudian diikuti oleh percepatan penumpang saat beda fase 90° .

5.3 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

5.3.1 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

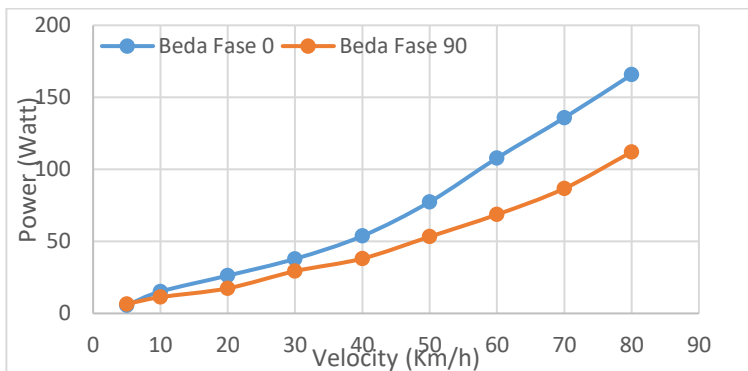
Berikut merupakan nilai rms daya bangkitan dan gaya redam dari *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya dengan variasi eksitasi permukaan jalan pada ban depan dan belakang yang dimodelkan dengan beda fase input sinusoidal 0° dan 90° .

Tabel 5.4 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan daya bangkitan dan gaya redam yang dihasilkan

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Daya bangkitan (Watt)	
		Beda fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	5,70	6,58
10	0,69	15,17	11,29
20	1,39	26,26	17,44
30	2,08	37,89	29,34
40	2,78	53,76	38,07
50	3,47	77,41	53,29
60	4,17	107,86	68,64
70	4,86	135,83	86,73
80	5,56	165,75	112,12

Perbandingan kecepatan kendaraan dengan daya bangkitan rms yang dihasilkan sistem HMERSA *dual input-single output* digambarkan pada gambar 5.9. Dapat dilihat

bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan maka gaya redam yang dihasilkan semakin tinggi pula. Hal ini sesuai dengan teori bahwa semakin besar kecepatan maka aliran fluida dari sistem hidrolik akan semakin cepat untuk memutar motor hidrolik, yang selanjutnya putaran motor hidrolik ini dikonversikan menjadi daya oleh generator. Dari gambar 5.9 dapat dilihat bahwa daya pada beda fase 0 lebih besar dibandingkan daya pada beda fase 90. Hal ini dikarenakan aliran fluida pada beda fase 0 lebih cepat karena dorongan yang bersamaan dari kedua piston depan dan belakang seperti yang sudah dijelaskan pada gambar 3.8. Aliran yang lebih cepat ini menyebabkan putaran motor hidrolik yang lebih cepat yang selanjutnya akan dikonversikan menjadi daya oleh generator.



Gambar 5.8 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan daya bangkitan yang dihasilkan

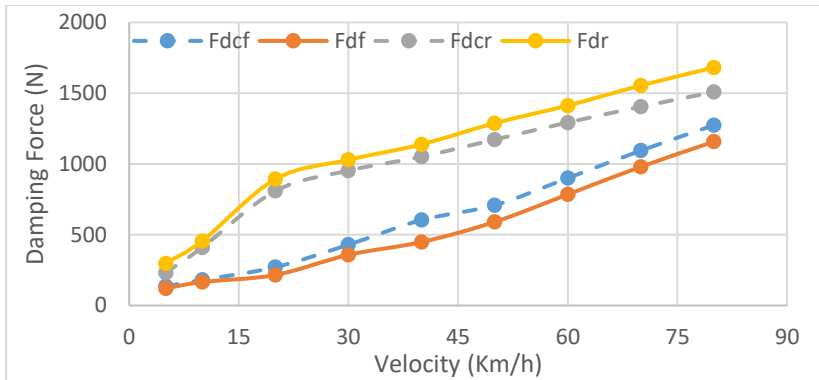
Selanjutnya pada tabel 5.5 dan 5.6 dapat dilihat nilai rms gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* konvensional dan *shock absorber* HMERSA pada masing – masing ban dengan variasi eksitasi permukaan jalan pada ban depan dan belakang dengan beda fase input sinusoidal 0° dan 90° , yang selanjutnya akan terlihat perbandingan kedua *shock absorber* tersebut pada gambar 5.9.

Tabel 5.5 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan gaya redam (Fd) pada *shock absorber* HMERSA

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Fd. HMERSA Depan (N)		Fd. HMERSA Belakang (N)	
		Beda Fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	121,05	111,57	297,86	213,36
10	0,69	165,88	142,59	456,06	346,34
20	1,39	215,74	200,45	892,9	793,45
30	2,08	357,98	312,96	1029,18	911,08
40	2,78	448,50	410,24	1138,84	1022,50
50	3,47	590,68	546,13	1287,98	1116,82
60	4,17	784,38	713,86	1412,8	1287,93
70	4,86	980,40	901,10	1554,2	1465,5
80	5,56	1157,4	1106,3	1681,6	1552,1

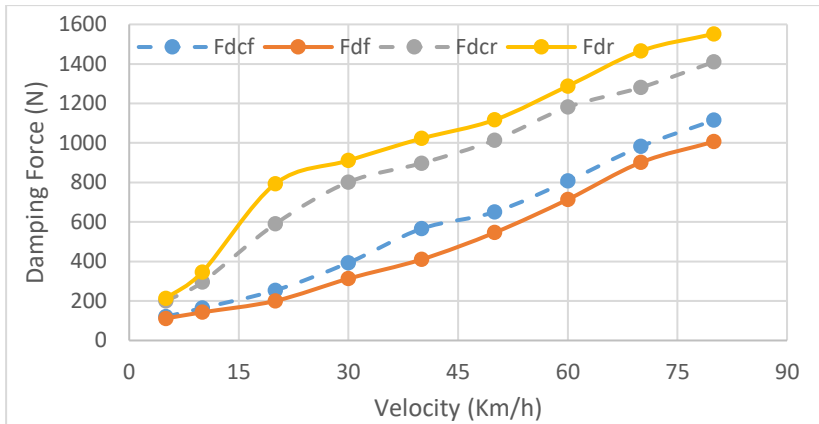
Tabel 5.6 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan gaya redam (Fd) pada *shock absorber* konvensional

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Fd. Conv. Depan (N)		Fd. Conv. Belakang (N)	
		Beda Fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	136,02	120,02	232,25	199,54
10	0,69	180,72	164,11	410,51	295,21
20	1,39	270,90	254,13	809,2	590,08
30	2,08	429,68	393,58	953,3	801,6
40	2,78	603,83	565,81	1051,3	897,5
50	3,47	709,2	650,3	1171,9	1014,2
60	4,17	899,8	807,5	1292,9	1181,4
70	4,86	1094,5	982,2	1404,4	1280,9
80	5,56	1274	1115	1508	1410,1



Gambar 5.9 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan gaya redam yang dihasilkan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 0°

Pada gambar 5.9, dapat dilihat perbandingan gaya redam depan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 0° , dimana garis kontinyu warna kuning merupakan gaya redam belakang HMERSA (Fdr) dan garis putus – putus warna abu – abu merupakan gaya redam belakang konvensional (Fdcr). Terlihat bahwa Fdr yang dihasilkan lebih besar dibanding Fdcr pada kecepatan 0 – 80 km/h, dengan trendline grafik naik untuk kedua gaya redam. Hal ini dikarenakan *headloss* pada Fdr lebih besar sehingga menambah perhitungan Fdr total. Selanjutnya dapat juga dilihat perbandingan gaya redam depan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional, dimana garis kontinyu warna orange merupakan gaya redam depan HMERSA (Fdf) dan garis putus – putus warna biru merupakan gaya redam depan konvensional (Fdcf). Terlihat bahwa Fdf yang dihasilkan lebih kecil dibanding Fdcf pada kecepatan 0 – 80 km/h, dengan trendline grafik naik untuk kedua gaya redam. Hal ini dikarenakan *headloss* pada Fdf lebih kecil sehingga mengurangi perhitungan Fdf total.



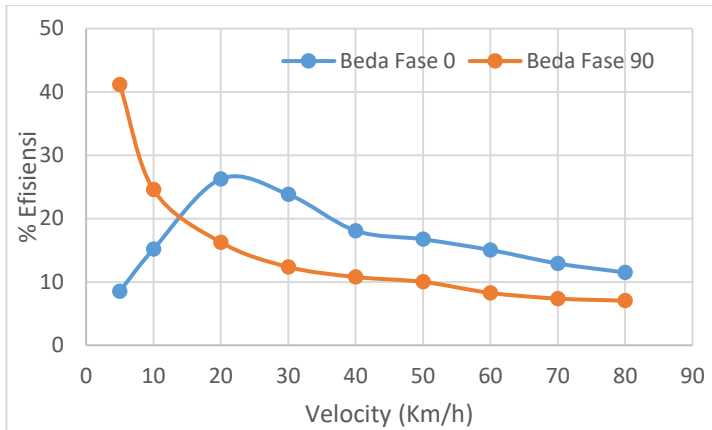
Gambar 5.10 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan gaya redam yang dihasilkan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 90°

Pada gambar 5.10, dapat dilihat perbandingan gaya redam depan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 90°, dimana garis kontinyu warna kuning merupakan gaya redam belakang HMERSA (Fdr) dan garis putus – putus warna abu – abu merupakan gaya redam belakang konvensional (Fdcr). Terlihat bahwa Fdr yang dihasilkan lebih besar dibanding Fdcr pada kecepatan 0 – 80 km/h, dengan trendline grafik naik untuk kedua gaya redam. Hal ini dikarenakan *headloss* pada Fdr lebih besar sehingga menambah perhitungan Fdr total. Selanjutnya dapat juga dilihat perbandingan gaya redam depan pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional, dimana garis kontinyu warna orange merupakan gaya redam depan HMERSA (Fdf) dan garis putus – putus warna biru merupakan gaya redam depan konvensional (Fdcf). Terlihat bahwa Fdf yang dihasilkan lebih kecil dibanding Fdcf pada kecepatan 0 – 80 km/h, dengan trendline grafik naik untuk kedua gaya redam. Hal ini dikarenakan *headloss* pada Fdf lebih kecil sehingga mengurangi perhitungan Fdf total.

Selanjutnya, dapat dilihat pula pengaruh kecepatan kendaraan terhadap efisiensi daya yang dihasilkan oleh HMERSA *dual input-single output* seperti yang sudah dijelaskan pada bab 4 subbab 4.3. Efisiensi daya digambarkan pada tabel 5.7 berikut.

Tabel 5.7 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan efisiensi daya yang dihasilkan

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	% Efficiency	
		Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	9	41
10	0,69	15	25
20	1,39	26	16
30	2,08	24	12
40	2,78	18	11
50	3,47	17	10
60	4,17	15	8
70	4,86	13	7
80	5,56	11	7



Gambar 5.11 Efisiensi Daya bangkitan HMERSA *dual input-single output* terhadap kecepatan kendaraan

Dari gambar 5.11 terlihat bahwa untuk beda fase 0° efisiensi HMERSA *dual input-single output* rendah pada kecepatan 0 – 10 Km/h. Efisiensi terus meningkat hingga mencapai nilai tertinggi pada kecepatan 20 dan 30 Km/h yaitu sebesar 26 %. Pada kecepatan 40 – 80 km/h trendline grafik beda fase 0° kembali menurun. Demikian juga untuk beda fase 90° , efisiensi HMERSA *dual input-single output* sangat tinggi pada kecepatan 5 Km/h yaitu sebesar 41% yang kemudian mengalami penurunan hingga kecepatan 80 Km/h sebesar 8% seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan.

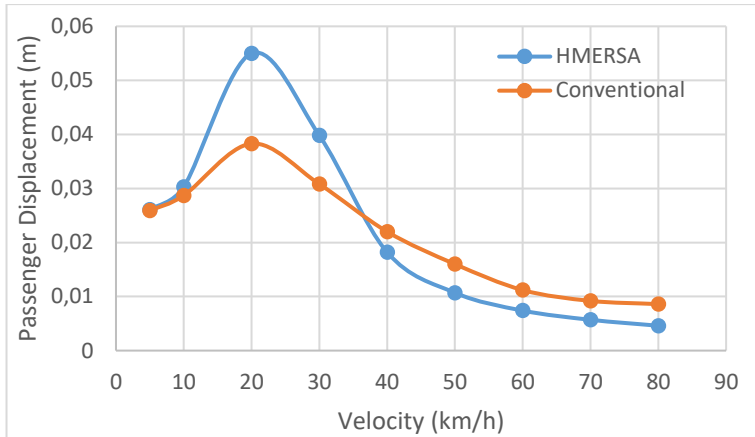
5.3.2 Pengaruh Kecepatan Kendaraan Terhadap Respon Dinamis Penumpang pada *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya

Berikut merupakan nilai rms perpindahan (*displacement*) penumpang pada *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya, dan nilai rms perpindahan (*displacement*) penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber*

konvensional. Nilai rms ini diperoleh dari simulasi dengan variasi eksitasi permukaan jalan pada ban depan dan belakang yang dimodelkan dengan beda fase input sinusoidal 0° dan 90° . Selanjutnya akan terlihat perbandingan kedua *shock absorber* tersebut pada gambar 5.13 dan 5.14.

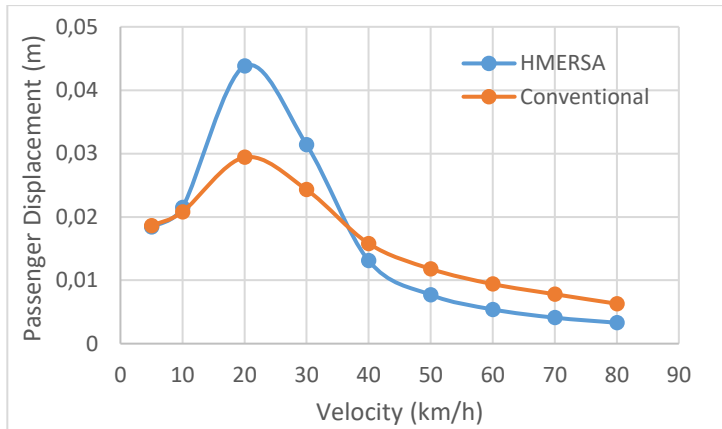
Tabel 5.8 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan *displacement* penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber* HMERSA dan konvensional

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Pepindahan rms HMERSA Penumpang (m)		Perpindahan rms Conv. Penumpang (m)	
		Beda fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	0,0261	0,0184	0,0259	0,0186
10	0,69	0,0303	0,0215	0,0287	0,0208
20	1,39	0,055	0,0438	0,0383	0,0294
30	2,08	0,0398	0,0314	0,0308	0,0243
40	2,78	0,0182	0,0131	0,022	0,0158
50	3,47	0,0107	0,0077	0,016	0,0118
60	4,17	0,0074	0,0054	0,0112	0,0094
70	4,86	0,0057	0,0041	0,0092	0,0078
80	5,56	0,0046	0,0033	0,0086	0,0063



Gambar 5.12 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan *displacement* penumpang pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 0°

Pada gambar 5.12, garis kontinyu warna biru menggambarkan *displacement* penumpang pada *shock absorber* HMERSA, dan garis kontinyu warna orange menggambarkan *displacement* penumpang pada *shock absorber* konvensional. Terlihat bahwa *displacement* HMERSA lebih besar dibanding *displacement* konvensional pada kecepatan 0 – 30 km/h, dan selanjutnya *displacement* konvensional menjadi lebih besar dibanding *displacement* HMERSA pada kecepatan 40 – 80 km/h.



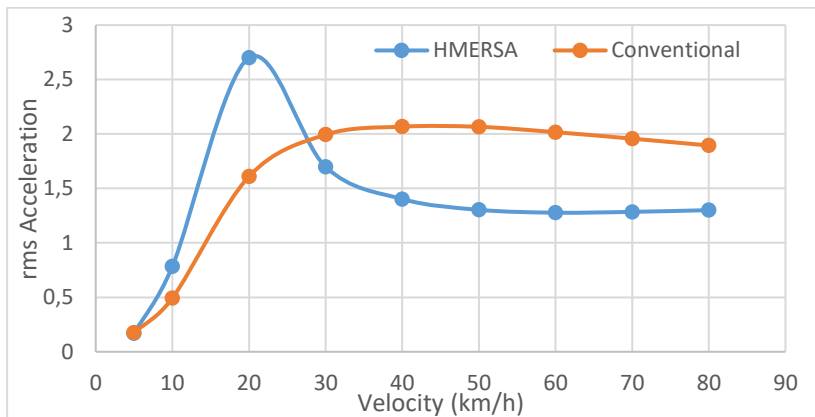
Gambar 5.13 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan *displacement* penumpang pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 90°

Pada gambar 5.13, garis kontinyu warna biru menggambarkan *displacement* penumpang pada *shock absorber* HMERSA, dan garis kontinyu warna orange menggambarkan *displacement* penumpang pada *shock absorber* konvensional. Terlihat bahwa *displacement* HMERSA lebih besar dibanding *displacement* konvensional pada kecepatan 0 – 30 km/h, dan selanjutnya *displacement* konvensional menjadi lebih besar dibanding *displacement* HMERSA pada kecepatan 40 – 80 km/h.

Selanjutnya merupakan nilai rms percepatan penumpang pada *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya, dan nilai rms percepatan penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber* konvensional dijelaskan pada tabel 5.9 dibawah. Nilai rms ini diperoleh dari simulasi dengan variasi eksitasi permukaan jalan pada ban depan dan belakang yang dimodelkan dengan beda fase input sinusoidal 0° dan 90° . Selanjutnya akan terlihat perbandingan kedua *shock absorber* tersebut pada gambar 5.14 dan 5.15.

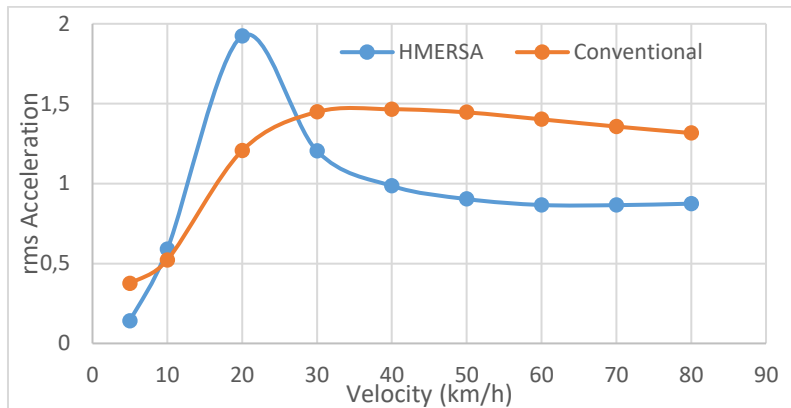
Tabel 5.9 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber* HMERSA dan konvensional

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Percepatan rms HMERSA Penumpang (m/s^2)		Percepatan rms Conv. Penumpang (m/s^2)	
		Beda fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	0,1699	0,1411	0,1753	0,3749
10	0,69	0,784	0,5884	0,4929	0,522
20	1,39	2,7004	1,9236	1,61	1,2067
30	2,08	1,6978	1,204	1,9936	1,4483
40	2,78	1,4021	0,9853	2,0669	1,4653
50	3,47	1,3035	0,9034	2,0655	1,4457
60	4,17	1,277	0,8662	2,0163	1,4021
70	4,86	1,2847	0,8651	1,9567	1,357
80	5,56	1,3004	0,8744	1,8943	1,3164



Gambar 5.14 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 0°

Pada gambar 5.14, garis kontinyu warna biru menggambarkan percepatan penumpang pada *shock absorber* HMERSA, dan garis kontinyu warna orange menggambarkan percepatan penumpang pada *shock absorber* konvensional. Terlihat bahwa percepatan HMERSA lebih besar dibanding percepatan konvensional pada kecepatan 0 – 20 km/h, dan selanjutnya percepatan konvensional menjadi lebih besar dibanding percepatan HMERSA pada kecepatan 30 – 80 km/h.

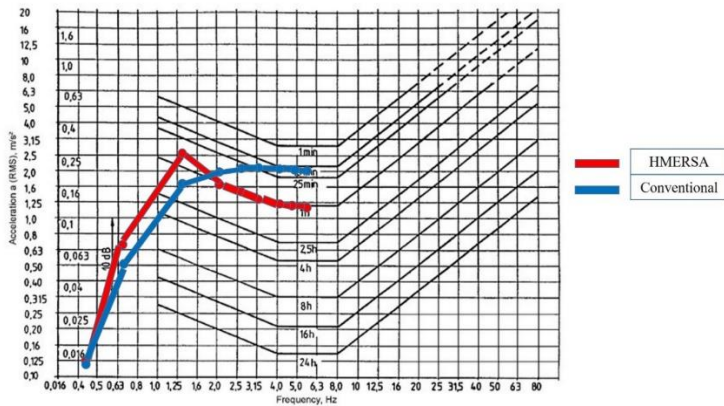


Gambar 5.15 Grafik hubungan kecepatan kendaraan dengan percepatan penumpang pada *shock absorber* HMERSA dan konvensional pada beda fase 90°

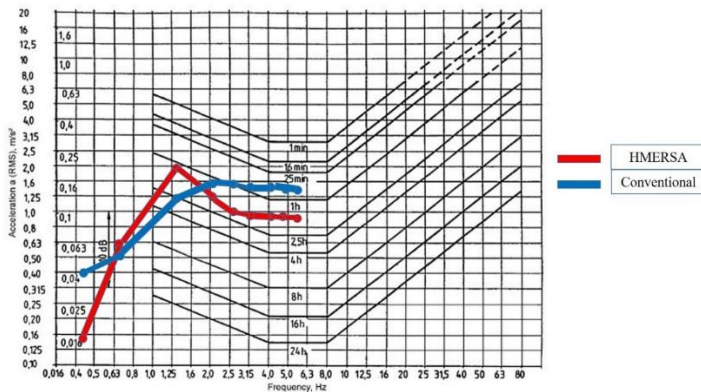
Pada gambar 5.15, garis kontinyu warna biru menggambarkan percepatan penumpang pada *shock absorber* HMERSA, dan garis kontinyu warna orange menggambarkan percepatan penumpang pada *shock absorber* konvensional. Terlihat bahwa percepatan HMERSA lebih besar dibanding percepatan konvensional pada kecepatan 0 – 20 km/h, dan selanjutnya percepatan konvensional menjadi lebih besar dibanding percepatan HMERSA pada kecepatan 30 – 80 km/h.

Berikut merupakan grafik ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang pada *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan HMERSA *dual input-single*

output pada sistem suspensinya, dan percepatan penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber* konvensional dijelaskan pada gambar 5.16 dan 5.17 dibawah. Grafik ketahanan pengemudi ini berdasarkan standar ISO-2631.



Gambar 5.16 Ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang berdasarkan ISO-2631 pada beda fase 0°



Gambar 5.17 Ketahanan pengemudi terhadap percepatan penumpang berdasarkan ISO-2631 pada beda fase 90°

Berdasarkan grafik ISO-2631 diatas, dapat disimpulkan bahwa ketahanan pengendara pada sistem *half-car* memanjang dengan HMERSA *dual input-single output* maupun sistem konvensional pada masing – masing frekuensi berbeda. Pada beda fase 0°, tingkat ketahanan pengendara HMERSA lebih singkat dibanding konvensional yaitu pada kecepatan 0 – 20 Km/h, selanjutnya tingkat ketahanan pengendara HMERSA menjadi lebih lama dibanding konvensional pada kecepatan 30 – 80 Km/h. Pada beda fase 90°, tingkat ketahanan pengendara HMERSA juga lebih singkat dibanding konvensional yaitu pada kecepatan 0 – 20 Km/h, selanjutnya tingkat ketahanan pengendara HMERSA menjadi lebih lama dibanding konvensional pada kecepatan 30 – 80 Km/h. Berikut tabel ketahanan pengendara diambil dari hasil analisis pada gambar 5.16 dan 5.17.

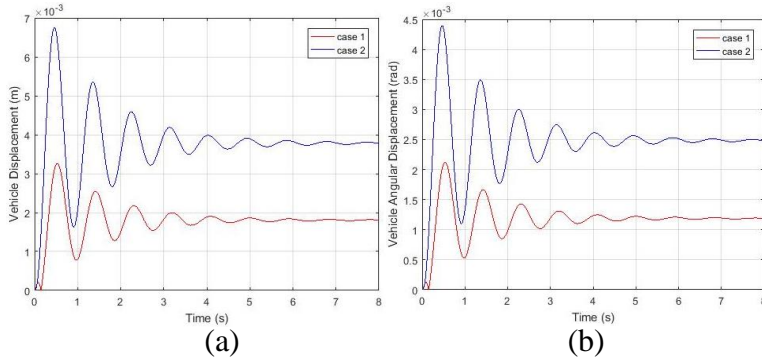
Tabel 5.10 Hubungan antara kecepatan kendaraan dengan ketahanan penumpang pada kendaraan dengan *shock absorber* HMERSA dan konvensional berdasarkan ISO-2631

Kecepatan Kecepatan (km/jam)	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Ketahanan Penumpang HMERSA		Ketahanan Penumpang Conv.	
		Beda fase 0	Beda Fase 90	Beda Fase 0	Beda Fase 90
5	0,35	24 hour	24 hour	24 hour	16 hour
10	0,69	8 hour	8 hour	16 hour	16 hour
20	1,39	25 min	1 hour	1 hour	2,5 hour
30	2,08	25 min	1 hour	25 min	1 hour
40	2,78	1 hour	1 hour	25 min	1 hour
50	3,47	1 hour	1 hour	16 min	25 min
60	4,17	1 hour	1 hour	16 min	25 min
70	4,86	1 hour	1 hour	16 min	25 min
80	5,56	1 hour	1 hour	16 min	25 min

5.4 Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dan Penumpang dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya Pada Saat Belok

5.4.1 Respon Dinamis *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya Pada Saat Belok

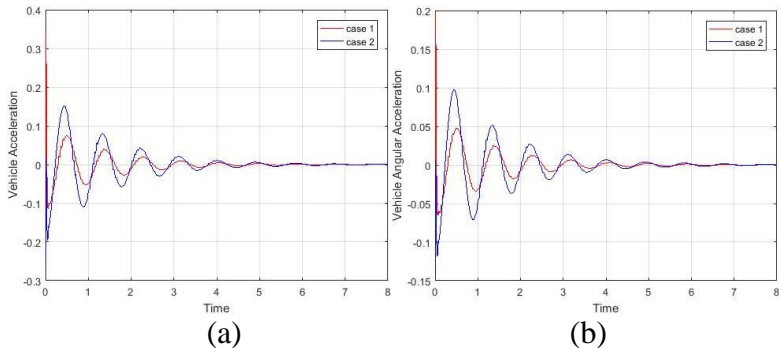
Untuk kasus 1, ban depan mobil pada bagian kiri mengalami gaya normal sebesar 2755,88 N sementara ban belakang mobil bagian kiri mengalami gaya normal sebesar 1862,81 N. Sementara untuk kasus 2, ban depan mobil pada bagian kiri mengalami gaya normal sebesar 1984,45 N sementara ban belakang mobil bagian kiri mengalami gaya normal sebesar 1097,88 N. Gaya normal yang diterima ban ini seperti yang sudah dijelaskan pada tabel 4.2 bab IV. Gaya eksitasi ini akan dimodelkan pada Simulink sebagai *step input* (*bump input*). Respon dinamis kendaraan pada saat berbelok adalah sebagai berikut.



Gambar 5.18 Respon perpindahan (a) dan perpindahan sudut (b) pada *body* kendaraan saat belok

Gambar 5.18 menunjukkan respon perpindahan dan perpindahan sudut *body* kendaraan pada saat belok. Terlihat bahwa untuk respon perpindahan *body* kendaraan, pada kasus 1 mencapai peak pada 0,003 m sementara pada kasus 2 mencapai

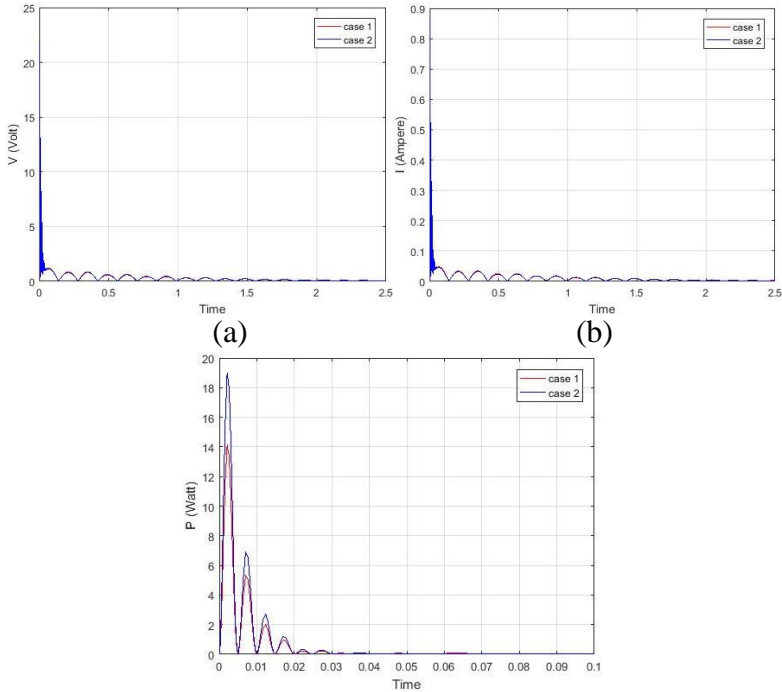
peak pada 0,007 m. Perpindahan *body* kendaraan ini digambarkan sebagai perpindahan kearah sumbu z negatif seperti diilustrasikan pada gambar 4.7. Untuk respon perpindahan sudut pada kasus 1 peak terjadi pada titik 0,0045 rad dan untuk kasus 2 terjadi pada titik 0.002 rad. Untuk kasus 1, respon perpindahan mencapai *steady state* setelah 7 detik, sedangkan kasus 2 respon perpindahan mencapai *steady state* setelah 6 detik. Kemudian untuk kasus 1, respon perpindahan sudut mencapai *steady state* setelah 7 detik, sedangkan kasus 2 respon perpindahan mencapai *steady state* setelah 6 detik. Sehingga dari hasil simulasi terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan belok maka semakin besar respon perpindahan dan perpindahan sudut kendaraan, serta semakin cepat mencapai waktu *steady state*.



Gambar 5.19 Respon percepatan (a) dan percepatan sudut (b) pada *body* kendaraan saat belok

Gambar 5.19 menunjukkan respon percepatan dan percepatan sudut *body* kendaraan pada saat belok. Terlihat bahwa untuk respon perpindahan *body* kendaraan, pada kasus 1 mencapai peak pada 0,08 m/s² sementara pada kasus 2 mencapai peak pada 0,15 m/s². Untuk respon perpindahan sudut pada kasus 1 peak terjadi pada titik 0,05 rad/s² dan untuk kasus 2 terjadi pada titik 0,1 rad/s². Untuk kasus 1, respon percepatan

dan percepatan sudut mencapai *steady state* setelah 6 detik, sedangkan kasus 2 respon percepatan dan percepatan sudut mencapai *steady state* setelah 5 detik. Sehingga dari hasil simulasi terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan belok maka semakin kecil respon percepatan dan percepatan sudut kendaraan, serta semakin cepat mencapai waktu *steady state*.



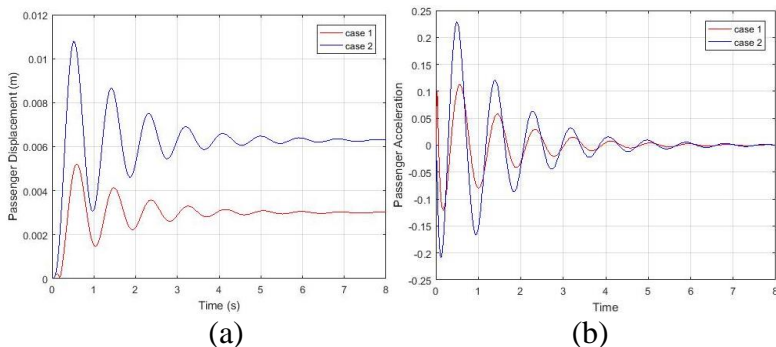
Gambar 5.20 Grafik Respon Tegangan (a), Arus (b), dan Daya bangkitan (c) yang dihasilkan pada saat belok

Gambar 5.20 menunjukkan respon energi bangkitan pada HMERSA *dual input-single output* pada saat belok. Daya yang dihasilkan pada kasus 1 mencapai puncak pada 14 W dan daya berhenti dihasilkan setelah 0,1 detik, sementara daya yang

dihasilkan pada kasus 2 mencapai puncak pada 19 W dan daya berhenti dihasilkan setelah 0,1 detik.

5.4.1 Respon Dinamis Penumpang *Half-Car* Memanjang Kendaraan dengan Penambahan HMERSA *Dual Input-Single Output* pada Sistem Suspensinya Pada Saat Belok

Untuk kasus 1, ban depan mobil pada bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 2755,88 N sementara ban belakang mobil bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 1862,81 N. Sementara untuk kasus 2, ban depan mobil pada bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 1984,45 N sementara ban belakang mobil bagian kanan mengalami gaya normal sebesar 1097,88 N. Gaya eksitasi ini akan dimodelkan pada Simulink sebagai *step input (bump input)*. Respon dinamis penumpang kendaraan pada saat berbelok adalah sebagai berikut.



Gambar 5.21 Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) pada penumpang terhadap fungsi waktu pada saat belok

Gambar 5.21 menunjukkan respon perpindahan dan percepatan penumpang pada saat belok. Terlihat bahwa untuk respon perpindahan penumpang, pada kasus 1 mencapai peak pada 0,005 m sementara pada kasus 2 mencapai peak pada 0,011 m. Perpindahan penumpang ini digambarkan sebagai

perpindahan ke arah sumbu z negatif seperti diilustrasikan pada gambar 4.7. Untuk respon percepatan pada kasus 1 peak terjadi pada titik $0,1 \text{ m/s}^2$ dan untuk kasus 2 terjadi pada titik $0,22 \text{ m/s}^2$. Untuk kasus 1, respon perpindahan dan percepatan penumpang mencapai *steady state* setelah 6 detik, sedangkan kasus 2 respon mencapai *steady state* setelah 5 detik. Sehingga dari hasil simulasi terlihat bahwa semakin tinggi kecepatan belok maka semakin besar respon perpindahan dan percepatan penumpang, serta semakin cepat mencapai waktu *steady state*.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem HMERSA *dual input-single output* dan sistem *half-car* memanjang kendaraan dan penumpang dengan penambahan HMERSA *dual input-single output* pada sistem suspensinya, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Semakin besar frekuensi, maka gaya redam (F_d) yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan.
2. Berdasarkan hasil simulasi sistem HMERSA *dual input-single output* dengan frekuensi 2,78 Hz dan amplitudo 2 cm, gaya redam dan energi bangkitan terbesar terjadi ketika kedua silinder hidrolik bergetar dengan beda fase 0° . Saat kedua silinder bergerak dengan beda fase 90° , gaya redam dan daya bangkitan yang dihasilkan lebih kecil namun stabil dan kontinyu.
3. Pada simulasi sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan sistem HMERSA *dual input-single output* dengan input sinusoidal, respon dari grafik *displacement* dan percepatan penumpang serta *body* kendaraan terhadap waktu untuk kecepatan 40 km/jam pada beda fase 0° lebih besar dibandingkan beda fase 90° .
4. Pada simulasi sistem *half-car* memanjang kendaraan dengan penambahan sistem HMERSA *dual input-single output*, daya bangkitan pada saat beda fase 0° lebih besar dibandingkan beda fase 90° . Daya bangkitan semakin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Daya terbesar terjadi pada kecepatan 80 km/jam yaitu sebesar 165 Watt pada beda fase 0° dan 122 Watt untuk beda fase 90° .

5. Berdasarkan grafik ISO-2631, grafik ketahanan pengendara HMERSA *dual input-single output* lebih bagus dibanding pengendara konvensional pada kecepatan 40 – 80 km/jam, pada kecepatan rendah 5 – 30 km/jam masih lebih bagus pengendara konvensional.
6. Untuk kasus kendaraan berbelok, daya yang dihasilkan semakin tinggi seiring dengan meningkatnya kecepatan belok. Pada kasus 1 dengan kecepatan belok 4 m/s dan radius belok 7 m daya maksimum yang dihasilkan adalah 19 W dan mencapai steady state pada nilai 0 setelah 0,1 detik, sementara pada kasus 2 dengan kecepatan belok 5 m/s km/jam dan radius belok 7 m, daya yang dihasilkan adalah 13 W dan mencapai steady state pada nilai 0 setelah 0,1 detik.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mengambil data parameter kendaraan yang lebih akurat untuk kasus kendaraan berbelok.
2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian sehingga dapat membandingkan hasil simulasi dengan hasil pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] International Standard Organization. 1997. **ISO 2631-1 Mechanical Vibration and shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration Part 1: General requirements.**
- [2] Chandler, David L., 2009. **More Power from Bumps in the Road.** MIT News Office. <URL: <http://newsoffice.mit.edu/2009/shock-absorbers-0209>>.
- [3] Wang, Ruichen, Cattley, Robert, Tian, X., Gu, Fengshou and Ball, Andrew. 2013. “A Valid Model of a Regenerative Hybrid Shock Absorber System”. **Proceedings of Computing and Engineering Annual Researchers' Conference.**
- [4] Huzaefa, Firhan. 2016. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Penggunaan Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock Absorber (HMERSA) dengan Dual Input-Single Output terhadap Karakteristik Energi dan Respon Dinamis Kendaraan.** Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [5] Zhang, Yuxin dkk. 2014. “Study of Novel Hydraulic Pumping Regenerative Suspension for Vehicles”. **Journal of The Franklin Institute.**
- [6] Zhang, Zutao dkk. 2016. “A High-Efficiency Energy Regenerative Shock Absorber using Supercapacitors for Renewable Energy Applications in Range Extended Electric Vehicle”. **Journal of Southwest Jinotong University.**
- [7] Prabowo, C. Bayu. 2014. **Pengembangan Dan Uji Karakteristik Dinamis Dan Energi Bangkitan Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA).** Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [8] Satria, Novian F. 2016. **Pengembangan dan Analisa Hydro-Magneto-Electric Regenerative Shock**

- Absorber (HMERSA) dengan Dua Input Satu Output.** Surabaya: Teknik Mesin ITS
- [9] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition.** Miami: Pearson Education, Inc.
 - [10] Fox and McDonald's. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition.** Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
 - [11] Miller, D.S. 1978. **Internal Flow System.** BHRA Fluid Engineering: Cranfield-Bedford.
 - [12] Santosa, Dikki Tesna, Sumardi, dan Triwiyatno, Aris. 2012. **Perancangan Sistem Suspensi Aktif Nonlinear Tipe Paralel dengan Kendali Hybrid Fuzzy PID pada Model Seperempat Kendaraan.** Semarang: Universitas Dipenogoro.
 - [13] Zessar, Faldy dan Wasiwitono, Unggul. 2012. **Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan.** Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.
 - [14] Suprayogi, Bayu E. 2013. **Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631.** Tugas Akhir, Surabaya: Teknik Mesin ITS.
 - [15] Sutantra, I.Nyoman. 2010. **Teknologi Otomotif.** Teknik Mesin ITS. Surabaya.
 - [16] Farisah, Sawungsari N. 2015. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Awal Akumulator Terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, dan Respon Dinamis pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA).** Surabaya: Teknik Mesin ITS.
 - [17] Velenis, Frazzoli, and Tsiotras. 2011. "Steady State Turning Equilibria and Stabilization for a Vehicle During Extreme Operating Condition". **Journal of Massachusetts Institute of Technology.**

BIODATA PENULIS



Didin Merlinnovi dilahirkan di Kediri, 21 Juli 1995 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Eddy Dwijo Santoso dan Sutinah. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN Ngrendeng II, Kec. Gondang, Kab. Tulungagung pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN I Kauman, Kab. Tulungagung pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Kauman, Kab. Tulungagung pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1

Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten dosen di kelas maupun asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Divisi Marbot di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff pada tahun 2013-2014. Pada tahun 2014-2015, penulis aktif menjadi sekretaris Departemen Kesejahteraan Mahasiswa HMM dan anggota Divisi Marbot di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff.

Motto hidup penulis adalah “*There is no limit of struggling*” menjadikan penulis lebih bersemangat dan berusaha keras untuk mencapai sesuatu yang diinginkannya. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email didinmerlinnovi@gmail.com .

“Halaman ini sengaja dikosongkan”